



مجموعه خلاصه مقالات

دومین کنفرانس بین المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع

۱۱ الی ۱۳ خرداد ۱۳۸۹

تهران - هتل المپیک



ICHVAC-2

www.hvac-conference.ir

توجه

این کتاب حاوی مقالات پذیرفته شده در دومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع می‌باشد. مقالات کامل پس از ارائه مقاله توسط یکی از نویسندگان مقاله در لوح فشرده گردآوری خواهند شد. مقالات مندرج در این مجموعه پس از داوری توسط صاحب‌نظران و اعمال اصلاحات توسط نویسندگان، بدون دخل و تصرف علمی به چاپ رسیده‌اند. مسئولیت مطالب مندرج در این مجلد مستقیماً بر عهده نویسندگان بوده و لزوماً بیانگر نظرات کارگروه علمی دومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع نیست.



نام کتاب:

مجموعه خلاصه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع

تنظیم: دکتر محمدحسن سعیدی، دکتر شهرام دلفانی

نظارت، کنترل و ثبت مقالات: هادی پاسدارشهری

صفحه‌آرا: لیلا زارعی

تاریخ چاپ: اردیبهشت ۱۳۸۹

تیراژ: ۱۰۰۰ جلد

تعداد صفحات:

قطع چاپ: رحلی

ناشر: انتشارات آفتاب گرافیک

حق چاپ و نشر مجموعه چکیده مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع در اختیار دبیرخانه کنفرانس بوده، هیچ فرد حقیقی و حقوقی بدون اخذ مجوز کتبی از دبیرخانه کنفرانس حق چاپ و فروش این مجموعه را ندارد.

(نقل مطالب با ذکر منبع بلا مانع است)



مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن



سازمان نظام مهندسی
ساختمان کشور



دانشگاه صنعتی شریف



انجمن مهندسی مکانیک ایران
(IMEA)



سازمان استاندارد
و تحقیقات فنی ایران



انجمن مهندسان مشاور ایران



انجمن شرکت‌های پیمانکار تاسیسات و تجهیزات صنعتی ایران



انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران



انجمن سازندگان
تجهیزات صنعتی ایران



انجمن احتراق ایران
Iranian Combustion Institute



گروه صنعتی ایران رادیاتور



شرکت شوفاژ کار



شرکت تهویه



شرکت سامسونگ



شرکت ارتعاشات صنعتی ایران



متحدان آریا

متحدان توسعه همکاریها و مشاوره‌های آریا

برگزار کنندگان :

مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن

سازمان نظام مهندسی ساختمان کشور

دانشگاه صنعتی شریف

جامعه الکتریکی مهندسان مکانیک ایران

با همکاری :

موسسه استاندارد و تحقیقات ایران

جامعه مهندسان مشاور ایران

انجمن شرکت‌های پیمانکار تاسیسات و تجهیزات صنعتی ایران

انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران

انجمن سازندگان تجهیزات صنعتی ایران

انجمن احتراق ایران

حامیان :

گروه صنعتی ایران رادیاتور

شرکت شوفاژ کار

شرکت تهویه

شرکت سامسونگ

شرکت ارتعاشات صنعتی ایران

مجری :

شرکت توسعه همایشها و نمایشگاههای آریا

فهرست

صفحه	عنوان
VII	سازمان برگزاری کنفرانس
IX	کمیته علمی
X	پیشگفتار
XII	فهرست خلاصه مقالات شفاهی
۱	خلاصه مقالات شفاهی
۱۶۳	فهرست نویسندگان

سازمان برگزاری کنفرانس

رئیس افتخاری کنفرانس:

دکتر سعید سهراب‌پور

شورای سیاستگذاری

مهندس منوچهر اقبالی	(انجمن شرکتهای پیمانکار تاسیسات و تجهیزات صنعتی ایران)
مهندس محسن بهرام غفاری	(سازمان نظام مهندسی ساختمان کشور)
مهندس محمدرضا پویشمن	(انجمن سازندگان تجهیزات صنعتی ایران)
دکتر قاسم حیدری‌نژاد	(دبیر علمی دوره اول)
دکتر شهرام دلفانی	(مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن)
دکتر محمدحسن سعیدی	(دبیر علمی کنفرانس)
دکتر سعید سهراب‌پور	(رئیس افتخاری کنفرانس)
مهندس علی شالباف	(دبیر اجرایی کنفرانس)
دکتر اصغر شیرازپور	(سازمان نظام مهندسی ساختمان کشور)
مهندس محمدعلی فری طهران	(جامعه مهندسان مشاور ایران)
مهندس بهزاد عمرانی	(جامعه الکترونیکی مهندسان مکانیک ایران)
مهندس سیدمحمد غرضی	(سازمان نظام مهندسی ساختمان کشور)
دکتر محمود فاطمی عقدا	(مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن)
مهندس ابوالقاسم لطفی	(شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور)
دکتر عبدالرزاق کعبی‌نژادیان	(انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران)
مهندس سینا مستوفی	(رئیس کمیته اجرایی کنفرانس)

کمیته اجرایی:

دکتر محمدحسن سعیدی	دبیر علمی
دکتر شهرام دلفانی	دبیر کمیته خدمات علمی
مهندس علی شالباف	دبیر اجرایی
مهندس بهزاد عمرانی	دبیر کمیته ارتباط با صنعت
مهندس سینا مستوفی	رئیس کمیته اجرایی
مهندس هادی پاسدارشهری	دبیر کمیته خدمات علمی

کمیته خدمات علمی:

- دکتر شهرام دلفانی (دبیر کمیته)
- مهندس جعفر اسماعیلیان
- مهندس هادی پاسدارشهری
- مهندس سجاد غرضی
- مهندس مریم کرمی
- مریم حشمتی سعادت

کمیته طراحی و انتشارات:

- محمدحسن مقیمی (دبیر کمیته)
- معصومه نعمت الهی

کمیته نمایشگاه جانبی:

- معصومه نعمت الهی (دبیر کمیته)
- سمیه عابدی

کمیته مالی:

- آمنه جواهری (دبیر کمیته)
- سعید شرافت
- نوربخش بالایی

کمیته ثبت نام:

- شیرین مولایی (دبیر کمیته)
- مونا زارعی
- فاطمه قنبری

کمیته علمی کنفرانس:

۱. دکتر ابوالفضل احمدی (دانشگاه علم و صنعت ایران)
۲. دکتر محمدعلی اخوان (دانشگاه تهران)
۳. دکتر مهدی اشجعی (دانشگاه تهران)
۴. دکتر محمد اوحدی (دانشگاه مريلند)
۵. دکتر مهدی بهادری نژاد (دانشگاه صنعتی شریف)
۶. دکتر محمد تقی زاده منظری (دانشگاه صنعتی شریف)
۷. دکتر منصور جدیدی (دانشگاه شهید رجایی)
۸. دکتر فرزاد جعفر کاظمی (دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب)
۹. مهندس اصغر حاج سقطنی (انجمن انرژی خورشیدی ایران)
۱۰. دکتر محمد حسنی (دانشگاه ایالتی کانزاس)
۱۱. دکتر فریبرز حقیقت (دانشگاه کنکوردیا)
۱۲. دکتر سیدمصطفی حسینعلی پور (دانشگاه علم و صنعت ایران)
۱۳. دکتر قاسم حیدری نژاد (دانشگاه تربیت مدرس)
۱۴. مهندس محمدحسین خاکساری (شرکت پاکمن)
۱۵. دکتر شهرام دلفانی (مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن)
۱۶. مهندس محمود رضایی (شرکت توان تک)
۱۷. دکتر سورنا ستاری (دانشگاه صنعتی شریف)
۱۸. دکتر محمدحسن سعیدی (دانشگاه صنعتی شریف)
۱۹. دکتر حسین شکوهمند (دانشگاه تهران)
۲۰. دکتر اصغر شیرازپور (سازمان نظام مهندسی ساختمان)
۲۱. دکتر مجید صفاراول (دانشگاه صنعتی امیرکبیر)
۲۲. دکتر سپهر صنایع (دانشگاه علم و صنعت ایران)
۲۳. مهندس ایوب عادل (شرکت شعله صنعت)
۲۴. دکتر محمود عرب یعقوبی (دانشگاه شیراز)
۲۵. مهندس پریچهر قزلباش (سازمان استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران)
۲۶. دکتر بهروز کاری (مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن)
۲۷. دکتر عبدالرزاق کعبی نژادیان (انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران)
۲۸. دکتر کیومرث مظاهری (دانشگاه تربیت مدرس)
۲۹. مهندس منوچهر معتمدی کردستانی (شرکت جروند)
۳۰. دکتر مهدی معرفت (دانشگاه تربیت مدرس)
۳۱. دکتر محمد مقیمان (دانشگاه فردوسی مشهد)
۳۲. مهندس حشمت الله منصف (مهندسان مشاور پیراز)
۳۳. دکتر سید مجتبی موسوی نائینیان (دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی)
۳۴. دکتر مظفرعلی مهرابیان (دانشگاه شهید باهنر کرمان)

همکاران ارجمند، محققین و صنعتگران گرامی و دانشجویان عزیز

حضور شما را در دومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع خیرمقدم عرض می‌کنم. این کنفرانس تداوم اولین رویداد در سال گذشته و حاصل تلاش و همدلی یکساله مجموعه همکاران هیئت علمی، هیئت اجرایی و دبیر خانه کنفرانس می‌باشد. در ابتدا بایستی به استحضار برسانم که با اولین فراخوان همایش تعداد ۱۴۸ خلاصه مقاله دو صفحه‌ای به دبیرخانه همایش ارسال گردید. هیئت داوران همایش مرکب از اساتید و محققین داخل و خارج از کشور بعد از داوری مقالات اولیه، ۱۲۱ مقاله دو صفحه‌ای را واجد شرایط برای ورود به مرحله دوم داوری تشخیص داد و از نویسندگان مقالات درخواست نمود که مقالات خود را برای داوری نهایی در پایگاه اینترنتی همایش بارگذاری کنند.

در نهایت در دور دوم داوری ۶۰ مقاله در ۱۲ نشست برای ارائه شفاهی و ۱۴ مقاله در چهار محور برای ارائه پوستر تأیید گردید. بر خود لازم می‌دانم از هیئت علمی همایش که با حضور خود در نشست‌های متعدد، خط مشی همایش را مشخص نمودند سپاسگزاری نمایم. از داوران محترم (تعداد ۳۶ داور) که از اساتید و محققین داخل و خارج از کشور بودند قدردانی می‌نمایم.

در این کنفرانس برای اطلاع از آخرین دستاوردها و یافته‌ها در زمینه طراحی، بهینه‌سازی و ساخت سیستم‌های گرمایش و تهویه مطبوع از سه سخنران کلیدی دعوت به عمل آمده است تا نتایج تحقیقات خود را برای شرکت کنندگان در کنفرانس ارائه نمایند. جا دارد از این عزیزان به خاطر قبول دعوت قدردانی گردد.

در بخش کارگاه‌های آموزشی، بعد از فراخوان برای ارائه کارگاه‌های آموزشی در تارنمای همایش و در بین دانشگاه‌ها و مراکز تحقیقاتی و صنعتی با توجه به تجربیات همایش گذشته در برگزاری کارگاه‌های آموزشی، ۱۸ موضوع بنا به ضرورت و نیاز انتخاب گردید. این هیجده موضوع توسط اساتید و متخصصین و صنعتگران برجسته داخلی و خارجی برگزار خواهد شد. از برگزارکنندگان کارگاه‌ها کمال سپاسگزاری را دارم.

در بخش میزگرد تخصصی، یک میزگرد تخصصی هماهنگ گردیده است. چالش‌های آموزش تهویه و تبرید در دانشگاه‌ها از موضوعاتی است که در این میزگرد توسط اساتید و متخصصان حرفه‌ای مورد بحث و تبادل نظر قرار می‌گیرد. برای برگزاری این میزگرد از قبل برنامه‌ریزی و با بسیاری از بزرگان، سیاست‌گذاران و مدیران صنایع مذاکره و هماهنگی شده است. امیدوارم که برگزاری این میزگرد تخصصی منجر به تشکیل کارگروه‌های مشخصی برای پیگیری و تداوم اهداف میزگردها باشد. از شرکت‌کنندگان در این میزگرد سپاسگزارم.

در دومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش و تهویه مطبوع به منظور شناسایی ایده‌های برتر و به نوعی تشویق و ترغیب برای ایده‌پروری، تجاری‌سازی در این زمینه، از رساله‌های دکترا، کارشناسی ارشد و کارشناسی در این زمینه به نحو مقتضی تقدیر خواهد شد. از هیئت محترم داوران برای بررسی پروژه‌ها و ایده‌های برتر قدردانی می‌کنم.

بموازات برگزاری کنفرانس، نمایشگاه گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع با حضور گسترده مهندسان مشاور، پیمانکاران و سازندگان وسایل تهویه و تبرید بر گزار گردیده است. از مجریان محترم نمایشگاه که با پیگیری یک ساله خود توانستند این امر مهم را به سرانجام برسانند سپاسگزارم.

یکبار دیگر حضور شما همکاران، متخصصین، صنعتگران و دانشجویان عزیز را خیر مقدم عرض می‌کنم و امیدوارم از بخش‌های مختلف کنفرانس بهره کافی ببرید.

با تشکر

دکتر محمد حسن سعیدی

دبیر علمی کنفرانس

فهرست خلاصه مقالات شفاهی

عنوان	صفحه
شبیه سازی و مقایسه زاویه های دمش هوا در یک آمفی تئاتر	۳
ارزیابی تأثیر حرکت منبع آلاینده بر عملکرد یک اتاق تمیز	۵
تحلیل جریان داخل بادگیر در شرایط مختلف محیطی و اثر فواره آب در آن	۷
رابطه ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جوششی در لوله های میکرو فین دار با شیب های مختلف	۹
Influence of Radiative Source to Heat-Mass Transfer Intensity of Sprayed Water Droplets in Air Conditioning Processes	۱۱
Design and Development of a Prototype of Air Cooling System for Truck-Cabin Using Heat from Engine Exhaust	۱۳
بررسی عملکرد ترمودینامیکی و آلاینده گی یک سیکل ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گازی جهت تامین انرژی مورد نیاز	
ساختمان های مسکونی	۱۵
طراحی سیستم ذخیره ساز سرما برای یک ساختمان اداری در شهر اهواز و مقایسه آن با سیستم های سرمایشی مرسوم	۱۷
شبیه سازی عددی جریان هوا و ذرات معلق در یک فضای بسته	۱۹
CFD Analysis and Optimization of Swirl Air Diffusers	۲۱
طراحی سیستم تهویه سالن های صنعتی به کمک دینامیک سیالات محاسباتی	۲۳
بررسی تأثیر حرکت انسان بر الگوی جریان در فضاهای تمیز	۲۵
شبیه سازی عددی کنترل دود ناشی از آتش سوزی در تونل های مجهز به سیستم تهویه مکانیکی	۲۷
مطالعه تجربی جریان های داخلی به روش سرعت سنجی ذرات (PIV)	۲۹
شبیه سازی عددی میدان جریان و انتقال حرارت در یک اتاق با پانل سرمایش تشعشعی	۳۱
تحلیل اقتصادی جهت تعیین ظرفیت و برنامه کاری بهینه سیستم تولید هم زمان با محرک اولیه موتور گازسوز و همچنین بویلرهای بخار	
به منظور تأمین برق و حرارت یک واحد صنعتی	۳۳
بررسی تأثیر زاویه خروجی کانال پارچه ای در محیط یک استخر	۳۵
ارائه یک مدل عددی جهت تامین سرمایش طبیعی یک آپارتمان سه طبقه با استفاده از ترکیب دودکش خورشیدی و دیوار ترومبی	۳۹
شبیه سازی عددی گرمایش خورشیدی ساختمان با استفاده از دیوار ترومبی	۴۱
تعیین زوایای بهینه شیب و سمت سطح کلکتورهای خورشیدی برای دریافت بیشترین انرژی تشعشعی	۴۳
Simulation and economic analysis of Solar Assisted air-conditioner	۴۵
مقایسه عملکرد سیال عامل دی اکسید کربن و R-134a در سیستم گرمایش خورشیدی و بهینه سازی به کمک الگوریتم ژنتیک	۴۷
مبدل حرارتی زیرزمینی	۴۹
بررسی عملکرد یک سیستم ترکیبی تولید همزمان الکتریسیته و گرمایش هوای تازه یک ساختمان به کمک صفحات خورشیدی (PV)	۵۱
بررسی و مقایسه راندمان دو سیستم ترکیبی کلکتور خورشیدی-گرمایش کفی و کلکتور خورشیدی-رادیاتور برای گرمایش سالنهای مرغداری	۵۳
بررسی و ارزیابی اقتصادی استفاده از دیوار ترومب در سالن های مرغداری	۵۵
انرژی های تجدیدپذیر و توسعه پایدار در ایران	۵۷
تعیین نواحی آسایش حرارتی در آمفی تئاتر دانشگاه صنعتی امیرکبیر	۶۱
تهویه مطبوع و تهویه طبیعی؛ آسایش حرارتی در محیط های بسته	۶۳
بررسی و شبیه سازی سیستم تهویه مطبوع اتاق عمل با استفاده از مدل جریان لزج سه بعدی به کمک نرم افزار فلوئنت	۶۵
بررسی عوامل موثر بر شرایط آسایش در ساختمان های رشت	۶۷
Prediction of Natural Convection Occurring in Building Components using Lattice Boltzmann Method	۶۹
تأثیر محیط و انتظارات ساکنین بر آسایش حرارتی در محیط های بسته	۷۱
Numerical Analysis of Operating Theatre Ventilation	۷۳
بررسی تأثیر دمای هوای محیط بر عملکرد کولرهای گازی دوتکه با کندانسور تبخیری	۷۷
بررسی عملکرد و معادلات حاکم بر چیلرهای جذب سطحی با دو محفظه جاذب	۷۹
Effects of Geometrical Parameters on Exergy of Cold Water Storage Tanks	۸۱

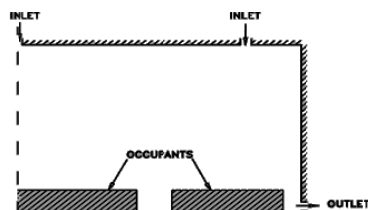
تحلیل انرژی ، اگزرژی سیکل تبرید جذبی دیفوژنی نوع لوله گرمایی برای سیستم سرمایش.....	۸۳
تأثیر فاکتور لوئیس بر عملکرد برج خنک کن با جریان مخالف.....	۸۵
تحلیل سیکل جذبی دواثره سری لیتیوم بروماید به همراه بویلر و برج خنک کن از نظر قانون دوم ترمودینامیک.....	۸۷
تحلیل ترمودینامیکی و مقایسه سیکل جذبی آب - لیتیوم بروماید دو اثره سری و موازی همراه با دو کندانسور.....	۸۹
مطالعه عددی اثر اغتشاش متقارن بر روی نازلها در تجهیزات کانالی تهویه مطبوع.....	۹۱
طراحی و بهینه سازی برج خنک کن نیروگاه زرنند.....	۹۳
تأثیر پیش گرمایش هوای احتراق بر میزان تولید آلایندۀ ناکس در مشعل دو مرحله ای.....	۹۵
تأثیر بکارگیری مشعل های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی در کوره های پیشگرم.....	۹۷
ارزیابی عملکرد لوله های U شکل از بعد افزایش نرخ انتقال حرارت و افت فشار جریان جوششی.....	۱۰۱
تحلیل انرژی و اگزرژی در سیکل تبرید جذبی آمونیاکی و اثر مبدل حرارتی بر عملکرد آن.....	۱۰۳
Effect of Coiled Wire Insert on Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal Evaporators.....	۱۰۵
محاسبه دمای میانگین در یک اتاق با سیستم گرمایش از کف و شرایط مرزی مختلف به کمک شبکه عصبی.....	۱۰۷
اثر تعویض هوا بر مصرف انرژی ساختمان ها.....	۱۰۹
بررسی تأثیر تغییر ساعت در شش ماهه اول سال بر روی بار حرارتی یک ساختمان.....	۱۱۱
بررسی و مقایسه مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان با قوانین، مقررات و استانداردهای کشورهای پیشرو در صرفه جویی مصرف انرژی در ساختمان.....	۱۱۳
تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم گرمایش ساختمان به منظور بهینه سازی مصرف انرژی.....	۱۱۵
Energy Consumption of Floor Heating System in Building.....	۱۱۷
استفاده از مدیریت تقاضای انرژی جهت کاهش ظرفیت مورد نیاز تاسیسات تهویه مطبوع در ساختمان ها.....	۱۱۹
بررسی عملکرد سیکل تبرید با اکونومایزر و تعیین شرایط بهینه اکونومایزر.....	۱۲۱
طراحی بهینه خانه خورشیدی در مناطق مختلف اقلیمی ایران با استفاده از الگوریتم ژنتیک.....	۱۲۳
مدل سازی یک ذخیره ساز انرژی دارای مواد با تغییر فاز (PCM).....	۱۲۵
مطالعه عملکرد یک سیستم ذخیره کننده انرژی جهت تامین بار گرمایشی ساختمان های مسکونی.....	۱۲۹
بررسی تجربی اثر دمای محیط بر عملکرد پمپ حرارتی گازسوز.....	۱۳۱
شبیه سازی عددی انتقال حرارت از یک پنجره دو جداره و بررسی ابعاد بهینه فاصله و نوع گاز بین دو جداره.....	۱۳۳
Two Stage Refrigeration Systems Revisited.....	۱۳۵
مدل سازی و بهینه سازی فنی و اقتصادی سیستم سرمایش دسیکنت مایع به کمک الگوریتم ژنتیک.....	۱۳۷
طراحی برج جاذب سیکل سرمایشی دسیکنت مایع.....	۱۳۹
بررسی سیستم جت بخار جهت ایجاد برودت با ظرفیت پایین.....	۱۴۱
An Investigation of Integration Strategies for Solid Oxide Fuel Cells (SOFC) in HVAC Systems.....	۱۴۳
بررسی تجربی انتقال حرارت و افت فشار در جریان آرام نانوسیال نانوالماس-روغن موتور در لوله افقی تحت شرایط مرزی شار ثابت.....	۱۴۷
مطالعه تجربی افت فشار در جریان آرام نانوسیال اکسید مس-روغن پایه در لوله افقی با سیم پیچ تحت شار حرارتی ثابت.....	۱۴۹
نحوه طراحی و اجرای دستورالعمل TAB (تست،تنظیم و بالانس) سیستم داکتینگ تأسیسات HVAC در یک پروژه نمونه.....	۱۵۳
ارزیابی و بررسی پتانسیل های موجود در سیستم بلودان دیگ های بخار.....	۱۵۵
ارزیابی سیستم هیدرونیک "پمپاژ توزیع دور متغیر".....	۱۵۷
استفاده از مدل منطقه ای در سیستم کنترلی دستگاه کنترل هوشمند موتورخانه جهت تعیین دقیق محل نصب سنسور داخلی.....	۱۶۱



روش‌های نوین طراحی سیستم‌های HVAC



شبیه‌سازی و مقایسه زاویه‌های دمش هوا در یک آمفی‌تئاتر

داریوش رجائی^۱، عباس عباسی^۲^۱ کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مکانیک؛ Dariush.Rajaei@gmail.com^۲ استاد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مکانیک؛ abbassi@aut.ac.ir

شکل ۱- نمای مدل شبیه سازی شده

معادلات حاکم

در تحلیل جریان از معادلات Navier-Stokes در حالت دو بعدی آرام استفاده شده است، بهترین سیستم مختصات منطبق بر این مسئله مختصات کارتزین است، معادلات جریان و انرژی به وسیله پارامترهای زیر بی‌بعد شده‌اند [۵]:

$$\Delta T = q_s'' L / k \quad (۱)$$

$$(X, Y) = (x, y) / D_h \quad (۲)$$

$$(U, V) = (u, v) / u_i \quad (۳)$$

$$\theta = (T - T_i) / \Delta T \quad (۴)$$

$$P = p / \rho u_i^2 \quad (۵)$$

$$Re = u_i D_h / \nu \quad (۶)$$

$$Pr = \nu / \alpha \quad (۷)$$

در نتیجه شکل بی بعد معادلات به قرار زیر می‌باشند:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (۸)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \nabla^2 U \quad (۹)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \nabla^2 V \quad (۱۰)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr \cdot Re} \nabla^2 \theta \quad (۱۱)$$

در معادلات فوق عدد پرانتل ثابت ($Pr = 0.71$) برای سیال عامل هوا در نظر گرفته شده است.

چکیده

در مقاله حاضر جریان آرام، پایدار و دو بعدی مدل تهویه آمفی‌تئاتر دانشگاه صنعتی امیرکبیر با ابعاد متوسط و در نظر گرفتن محل‌های ورودی و خروجی هوا در آمفی‌تئاتر با تکنیک CFD بررسی شده است. معادلات مومنوم و انرژی با روش تفاضل محدود و تراکم‌ناپذیر تصویر (Projection)، حل شده‌اند. در این مقاله الگوهای جریان و دما با زاویه‌های مختلف ورود هوا به داخل آمفی‌تئاتر مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که زاویه ورود هوا به داخل برای زاویه‌های نزدیک و بالاتر از ۴۵ درجه بهینه است.

واژه‌های کلیدی: آمفی‌تئاتر - CFD - زاویه ورود هوا

مقدمه

به منظور فراهم کردن محیطی سالم و راحت برای افزایش عملکرد ساکنان در یک ساختمان، مطالعه دقیق برای پیش بینی میدان دما و جریان هوا اهمیت زیادی دارد [۱]. حل‌های تحلیلی، حل‌های تجربی، اندازه‌گیری-های آزمایشگاهی و شبیه‌سازی‌های کامپیوتری روش‌های معمول برای این پیش‌بینی به حساب می‌آیند [۲]. از آنجاکه حل‌های تحلیلی و تجربی، غیر دقیق و تقریبی هستند و اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی پر هزینه می‌باشند، امروزه بیشتر از شبیه‌سازی‌های کامپیوتری برای این کار استفاده می‌شود [۳]. همچنین استفاده از رایانه سبب شده است برخی باورها و متدهای سنتی تهویه نتوانند خود را با استانداردهای جدید تهویه تطبیق دهند. به همین علت در سال‌های اخیر تجدید نظر در نحوه توزیع هوا توصیه شده است. نحوه توزیع هوای تهویه به داخل ساختمان‌ها، تاثیر زیادی روی آسایش حرارتی ساکنان، بازدهی سیستم‌های تهویه و توزیع سرعت هوا در ناحیه ساکنین دارد [۴].

شبیه‌سازی و تحلیل میدان جریان

مدل دو بعدی مورد نظر اتاقی به ابعاد ۱۴×۶ با دیوارهای بی‌دررو (Adiabatic) که دارای سه مجرای ورودی هوا در سقف و دو خروجی هوا که در دیوارهای جانبی به ابعاد ۰.۳ قرار دارند، می‌باشد. ساکنین به صورت سه مستطیل که در کف اتاق هستند مدل می‌شوند طول بالایی این مستطیل‌ها یک منبع حرارتی است که به شکل شار ثابت تولید گرما می‌کند. هوای خنک با دمای t_i و سرعت متوسط u_i وارد محیط و از مجراهای خروجی به بیرون هدایت می‌شود. از آنجاییکه مدل دارای تقارن است نصف آن در شبیه‌سازی استفاده شده است. در شکل ۱ نمای مدل شبیه‌سازی مورد نظر و همچنین شرایط محیطی نشان داده شده است. خواص هوا ثابت فرض می‌شود.



حل عددی معادلات

در حل عددی معادلات فوق از روش تفاضل محدود و تراکم ناپذیری تصویر استفاده شده است [۵] و تمامی پارامترها به شکل مرکزی و صریح (Explicit) تجزیه شده‌اند. همچنین این پارامترها بر روی یک شبکه جابجا شده (Staggered) و با شبکه بندی 300×300 تجزیه گردیده‌اند، یکی از مزایای استفاده از این روش عدم نیاز به تعریف شرایط مرزی برای فشار خواهد بود. با توجه به روش گسسته‌سازی صریح، شرایط پایداری از روابط ۱۱ و ۱۲ بدست می‌آید که با توجه به این روابط مقدار Δt محاسبه می‌شود.

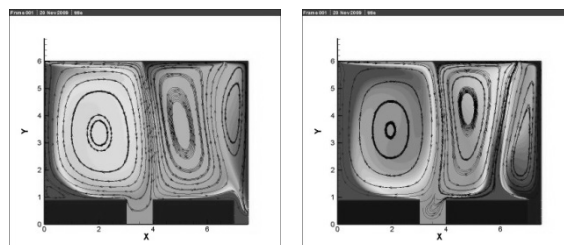
$$\Delta t / \text{Re} \times \text{Min}((\Delta x)^2, (\Delta y)^2) \leq 0.25 \quad (12)$$

$$\text{Max}(u^2 + v^2) \times \text{Re} \times \Delta t \leq 2 \quad (13)$$

بحث نتایج

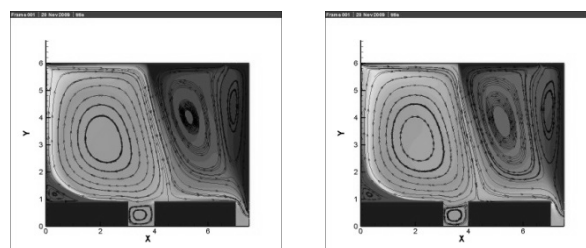
با مقایسه شکل‌های خطوط جریان و خطوط هم دما که در رینولدز ۱۰۰۰ و در زاویه‌های مختلف ورودی از بالا، می‌توان این زاویه‌های مختلف برای ورود هوا را به لحاظ نحوه توزیع دما و وجود گردابه‌های موجود در فضا که سبب کاهش کیفیت هوای داخلی می‌شود و همچنین نحوه خروج هوای گرم شده توسط جریان جابجایی اجباری را بررسی کرد.

همانطور که در شکل‌های ۲ که الگوی جریان را در زاویه‌های نزدیک به افق را نشان می‌دهند، ملاحظه می‌گردد که این الگوها قادر به خارج کردن گرما از سیستم نمی‌باشد و گرما به ناحیه سکونت (Occupied Zone) وارد می‌شود و کیفیت هوای داخل به علت ایجاد گردابه‌ها کاهش خواهد یافت.



شکل ۲- زاویه ورود: الف) $\theta = 0^\circ$ ب) $\theta = 7.5^\circ$

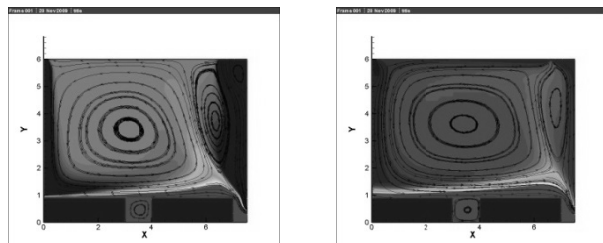
در شکل ۳ که الگوی جریان و دما را برای زاویه‌های دورتر از افق نشان می‌دهند در قیاس با الگوی جریان شکل ۲ بهبود یافته است اما همچنان گرما وارد ناحیه ساکنین می‌شود و به خوبی از سیستم خارج نمی‌گردد.



شکل ۳- زاویه ورود: الف) $\theta = 30^\circ$ ب) $\theta = 37.5^\circ$

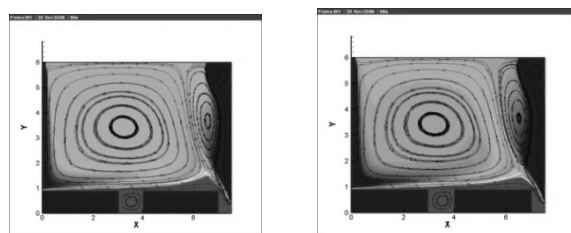
در شکل ۴ الگو جریان دارای تفاوت عمده‌ای با شکل‌های قبلی است و مشاهده می‌گردد که جریان اجباری در خارج کردن گرما موفق است و گرما

وارد ناحیه ساکنین نمی‌شود. همانطور که در شکل مشخص است گردابه‌ها در این زاویه به حداقل تعداد خود می‌رسند.



شکل ۴- زاویه ورود: الف) $\theta = 45^\circ$ ب) $\theta = 60^\circ$

در شکل ۵ الگوی جریان برای زاویه‌های بیشتر از 60° درجه نشان داده شده است، که در این زاویه‌های ورود هوا، الگوهای جریان قادر به خارج کردن گرما از محیط هستند اما مشکلی که در این زاویه‌ها بوجود می‌آید برخورد جریان با سرعت زیاد به ناحیه ساکنین است که آسایش حرارتی محیط را دچار مشکل می‌کند.



شکل ۵- زاویه ورود: الف) $\theta = 75^\circ$ ب) $\theta = 90^\circ$

نتیجه گیری

همانطور که در بخش قبل ملاحظه شد زاویه ورود هوا به محیط نقش تعیین کننده‌ای در الگوهای جریان موجود در تهویه را دارا می‌باشد. با در نظر گرفتن شرایط محیط‌های شبیه به آمفی تئاترها دمش هوا از سقف با زاویه نزدیک به 45° درجه توزیع مناسبتری داشته و دارای مزیت‌های نسبی، نسبت به زاویه‌های دور تر از این زاویه می‌باشد. در زاویه‌های کمتر از 45° درجه خروج گرما از سیستم و در زاویه‌های بیشتر از 45° درجه، برخورد مستقیم هوا با سرعت زیاد به ناحیه ساکنین، باعث بهم خوردن آسایش حرارتی محیط می‌شود.

مراجع

- Center for the Built Environment "Making Buildings Work Better" Research at Berkeley University of California Berkeley College of Environmental Design.
- J A Clarke "Energy simulation in building design" Butterworth-Heinemann, 2001.
- T.Karimipanah "Investigation of air quality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms" Building and Environment 42 (2007), 647-655.
- C. Chao "Airflow and air temperature distribution in the occupied region of an under floor ventilation system, Int. J. Building and environment, 749-762, 2004.
- M.R.H.Nobari "A numerical analysis of developing flow and heat transfer in a curved annular pipe" International Journal of Thermal Sciences, 2009.



ارزیابی تأثیر حرکت منبع آلاینده بر عملکرد یک اتاق تمیز

غلامرضا مولایی منش^۱، بهرنگ سجادی^۲، محمد حسن سعیدی^۳

^۱ دانشجوی دکتری، دانشگاه شیراز، دانشکده مهندسی مکانیک؛ gr.molaeimanesh@gmail.com

^۲ دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مهندسی مکانیک؛ sajadi@mech.sharif.edu

^۳ استاد، دانشگاه صنعتی شریف دانشکده مهندسی مکانیک؛ saman@sharif.edu

چکیده

در دنیای امروز کاربرد روز افزون اتاق‌های تمیز در صنایع مختلف از جمله صنایع داروسازی، صنایع هوایی، انرژی اتمی و صنایع الکترونیک نیاز به مدل‌سازی عددی جریان در این گونه فضاها به منظور بهبود عملکرد سیستم تهویه آنها را آشکارتر ساخته است. در این مقاله نقش دو متغیر بسیار تأثیر گذار بر عملکرد اتاق‌های تمیز، یعنی چیدمان دریچه‌های ورودی و خروجی و نحوه حرکت منبع آلاینده به طور همزمان مورد ارزیابی قرار گرفته است. جهت این امر جریان هوای حاوی ذرات در ده نمونه اتاق تمیز به صورت عددی، با استفاده از مدل آشفتگی k-ε استاندارد و رویکرد اویلری-اویلری و به کمک نرم افزار Fluent 6.3 مدل‌سازی گردیده است و با تعریف مفهوم بازده نهایی به بررسی نتایج حاصل از مدل‌سازی پرداخته شده است. نتایج بدست آمده حاکی از آن است که هرچه خطوط جریان منتهی به خروجی بیشتری توسط مسیر حرکت منبع آلاینده قطع گردند، عملکرد اتاق تمیز در حذف ذرات مؤثرتر می‌باشد.

کلمات کلیدی: اتاق تمیز، حرکت منبع آلاینده، چیدمان دریچه‌های ورودی و خروجی، مدل آشفتگی، مدل توزیع غلظت

مقدمه

با گسترش روز افزون استفاده از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) در تحلیل جریان هوای حاوی ذرات، کاربرد این گونه روش‌ها جهت بهینه‌سازی عملکرد اتاق‌های تمیز افزایش چشم‌گیری یافته است. به طور کلی روش‌های CFD به کار رفته در مدل‌سازی جریان درون اتاق‌های تمیز را از دو جهت می‌توان ارزیابی نمود:

۱. روش مدل‌سازی آشفتگی: عمده این روش‌ها مبتنی بر استفاده از مدل‌های آشفتگی دو معادله‌ای می‌باشند [۱]. در بین مدل‌های آشفتگی فوق، مدل k-ε استاندارد به دلیل نتایج به میزان کافی دقیق، پایداری و سهولت اعمال، بیشترین کاربرد را داشته است.

۲. روش مدل‌سازی توزیع غلظت: عمده روش‌های مدل‌سازی توزیع غلظت به کار رفته در مدل‌سازی جریان در اتاق‌های تمیز اویلری-اویلری بوده و روش‌های اویلری-لاگرانژی کمتر مورد استفاده قرار گرفته‌اند. اگر چه روش‌های اویلری-لاگرانژی از دقت بالاتری برخوردارند، ولی نتایج موجود حاکی از آن است که روش‌های اویلری-اویلری از دقت کافی جهت مدل‌سازی جریان درون اتاق تمیز برخوردارند [۲].

از مهم‌ترین عوامل تأثیر گذار بر عملکرد اتاق‌های تمیز، چیدمان دریچه‌های ورودی و خروجی نسبت به یکدیگر و نحوه حرکت منبع آلاینده می‌باشد که تأثیر عامل دوم تاکنون مورد ارزیابی جدی محققان قرار نگرفته است. در این

مقاله با ارزیابی ترکیب سه نوع چیدمان دریچه‌های ورودی و خروجی و چهار نوع نحوه حرکت منبع آلاینده (در مجموع ده مدل) برای نخستین بار به بررسی هم‌زمان این دو عامل پرداخته شده است.

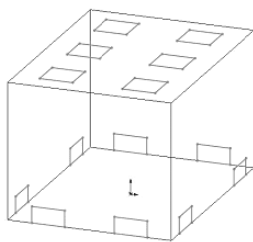
معادلات حاکم

در کلی ترین حالت معادلات حاکم بر جریان هوای حاوی ذرات درون یک اتاق تمیز عبارت اند از معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و غلظت که در این پروژه با فرض هم‌دما بودن هوا در تمامی نقاط اتاق نیازی به حل معادله انرژی نیست. (این امر با توجه به دبی بالای هوای ورودی به اتاق‌های تمیزی از دقت خوبی برخوردار است).

همچنین از آنجا که جهت مدل سازی آشفتگی استفاده از مدل آشفتگی دو معادله‌ای k-ε دنبال گردیده است، لذا دو معادله‌ی انرژی جنبش آشفتگی و نرخ اضمحلال آشفتگی نیز حل گردیده اند.

مدل‌های مورد بررسی

هندسه‌ی تمام مدل ها، اتاقی با مساحت ۴×۳ متر مربع و ارتفاع ۲/۵ متر است که دارای شش موقعیت ۰/۶×۰/۶ متر مربع در سقف برای تعبیه دریچه‌های ورودی و هشت موقعیت ۰/۳×۰/۶ متر مربع در پایین دیوارهای جانبی برای تعبیه دریچه‌های خروجی است (شکل ۱).



شکل ۱: هندسه مدل‌های مورد بررسی

در تمامی سه چیدمان دریچه‌های ورودی و خروجی، دو موقعیت از شش موقعیت موجود در سقف برای ورودی و چهار موقعیت از هشت موقعیت موجود بر دیوارهای جانبی برای خروجی انتخاب شده است (شکل ۲).

جهت بررسی تأثیری که حرکت منبع آلاینده بر عملکرد اتاق تمیز دارد، چهار مسیر مختلف به طول دو متر در صفحه‌ای افقی با ارتفاع ۰/۸ متر از کف (ارتفاع تقریبی عموم خطوط تولید) جهت حرکت منبع آلاینده برای هر یک از چیدمان‌ها در نظر گرفته شده است (شکل ۳).

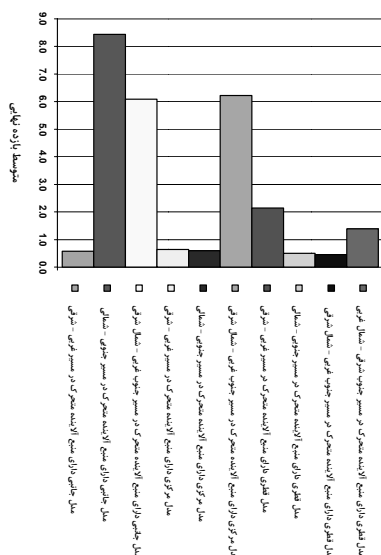


روش عددی

در این بررسی با کمک قابلیت UDF نرم افزار Fluent 6.3 حرکت منبع آلاینده مدل‌سازی گردیده است. الگوریتم مورد استفاده SIMPLE، روش ذخیره داده‌ها به صورت شبکه متمرکز و شبکه مورد استفاده از نوع ساختار یافته مکعبی می‌باشد. پس از بررسی استقلال حل از اندازه مش، مش‌هایی با ابعاد میانگین ۴ سانتی متر انتخاب گردیدند.

نتایج

جهت ارزیابی عملکرد ده مدل مورد بررسی، از بازدهی جدید با نام بازده نهایی استفاده گردیده است که در واقع ترکیبی از مفهوم رانج بازده نسبی تهویه [۳] و مفهوم شعاع پراکندگی ذرات می‌باشد تا معایب بازده نسبی تهویه به حداقل برسد. به کمک این بازده عملکرد تمامی مدل‌های ده گانه در طی چرخه ۱۴۰ ثانیه‌ای بررسی گردیده است. مقادیر میانگین بازده نهایی در طی چرخه ۱۴۰ ثانیه‌ای را در شکل زیر مشاهده می‌فرمایید.

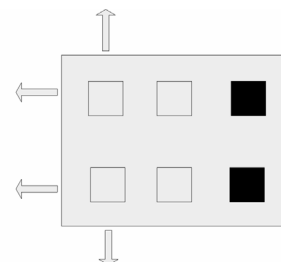


شکل ۴: متوسط بازده نهایی ده مدل مورد بررسی

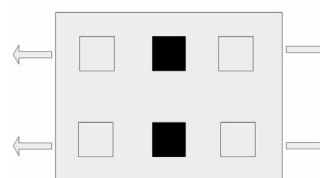
همان گونه که در شکل فوق می‌بینید مدل جانبی دارای منبع آلاینده متحرک در مسیر جنوبی - شمالی از بیشترین بازده نهایی در میان مدل‌های ده گانه برخوردار است. این امر بیانگر آن است که در حالت کلی هرچه خطوط جریان منتهی به خروجی، بیشتر توسط مسیر حرکت منبع آلاینده قطع گردند، حجم هوای بیشتری در واحد زمان فرصت جارو کردن ذرات را خواهد یافت و بنابر این بازده نهایی بیشتر خواهد بود.

مراجع

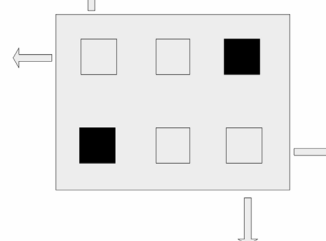
1. Rouaud, O., Havet, M., "Computation of the airflow in a pilot scale clean room using k-ε turbulence models", International Journal of Refrigeration, Vol.25, pp.351-361, 2002.
2. Loomans, M., and Lemaire, T., "Particle concentration calculations using CFD - a comparison", Proceedings of Indoor Air 2002, pp.153-156, 2002.
3. Chung K.C., Hsu S.P., "Effect of ventilation pattern on room air and contaminant distribution", Building and Environment, 2001, 36, pp.989-998.



(الف) چیدمان جانبی

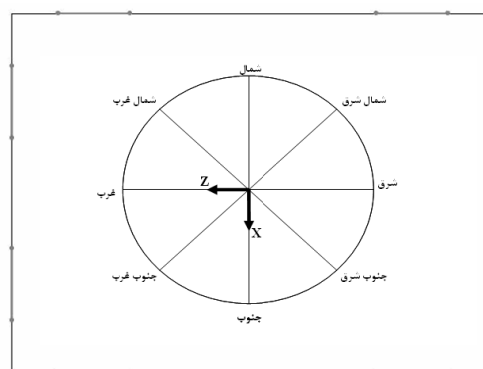


(ب) چیدمان مرکزی



(پ) چیدمان قطری

شکل ۲: انواع چیدمان در چیده‌های ورودی و خروجی



شکل ۳: مسیرهای چهارگانه حرکت منبع آلاینده

در حل تمامی این ده مدل فرض گردیده است که منبع آلاینده سی ثانیه در مبدأ متوقف بوده، سپس طی ده ثانیه فاصله‌ی دو متری بین مبدأ و مقصد را



تحلیل جریان داخل بادگیر در شرایط مختلف محیطی و اثر فواره آب در آن

محمد حجتی^۱ و حسین احمدی کیا^۲

^۱ کارشناسی، مهندسی مکانیک دانشگاه بوعلی سینا همدان، Mohammadhojjati@yahoo.com

^۲ استادیار، مهندسی مکانیک دانشگاه بوعلی سینا همدان، Ahmadikia@yahoo.com

چکیده

آب را به درون زمین برده و بیرون آورده است. ابتدا آب را در زیر بادگیر در یک حوض یک پارچه مرمر بوده که می‌جوشد و در آن بالا می‌آید. بعد آب وارد حوضی در وسط هشتی می‌شود. تحقیقات بسیار کمی در خصوص تهویه هوا در این نوع بادگیرها انجام شده است. سامی [۱] اثر باد را روی بادگیرها در ساعات مختلف روز بررسی کرده و تاثیرات آن را بر روی درجه حرارت داخل بادگیرها مورد مطالعه قرار داده است. اما آنها تنها اثر باد مورد را بررسی نموده‌اند. در تحقیق حاضر ضمن بررسی اثر باد، اثر اسپری آب و باد در داخل بادگیرها همزمان مورد بررسی قرار گرفته است.

تحلیل جریان هوا در داخل بادگیر باغ دولت آباد یزد مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته و نحوه تأثیر اسپری آب (فواره ها) بر تغییرات دما و رطوبت نسبی در نقاط مختلف بادگیر از جمله محیط هشتی بررسی شده است. تحلیل جریان هوا برای دو سرعت باد ورودی و با استفاده از دو نوع اسپری آب، که یکی از آنها در خلاف جهت باد (زیر باد گیرها) و دیگری عمود بر جهت باد (داخل اتاق هشتی) انجام گرفته است. همچنین برای مطالعه دقیق تأثیر دبی اسپری آب بر نحوه عملکرد بادگیرها دبی‌های متفاوتی برای اسپری‌های انتخاب شده است.

کلمات کلیدی: بادگیر، اسپری آب، تهویه مطبوع

مقدمه

استفاده از بادگیر از سنوات بسیار قدیم در ایران متداول بوده است. بادگیرها با اشکال مختلف در شهرهای مرکزی و جنوب ایران ساخته شده که هر کدام بر حسب ارتفاع و جهت باد مطلوب طراحی و اجرا شده‌اند. عملکرد بادگیر بدین صورت است که باد مطلوب را گرفته و آن را به داخل اتاق‌های اصلی ساختمان، آب انبار و یا سرداب هدایت می‌کند. شهر تاریخی یزد به شهر بادگیرها معروف است و به تحقیق، نسبت به سایر شهرهای مرکزی ایران دارای بیشترین تعداد بادگیر است. در این شهر، مرتفع‌ترین بادگیر جهان یعنی بادگیر باغ دولت آباد وجود دارد که دارای حدود ۳۴ متر ارتفاع است. ارتفاع دهانه فوقانی بادگیر ۱۱ متر می‌باشد. این بادگیر هشت طرفه، باد را از هر سمتی که بوزد به درون ساختمان هدایت می‌کند. باغ دولت آباد یزد که یکی از باغ‌های بزرگ ایران و از آثار دوره زندیه می‌باشد دارای مرتفع‌ترین بادگیر شناسایی شده در ایران است.

باید توجه داشت که در مناطق گرم و خشک مرکزی ایران، به دلیل خشکی هوا، آب سریع‌تر تبخیر می‌شود و علاوه بر ایجاد برودت در محیط، باعث افزایش رطوبت نسبی هوا نیز می‌گردد. در نتیجه هم گرما و هم خشکی بیش از حد هوا را کاهش می‌دهد و محیطی مطبوع برای ساکنین ساختمان ایجاد می‌نماید، ولی استفاده از این روش در بادگیرهای جنوب کشور که دارای اقلیمی گرم و مرطوب است، ممکن نمی‌باشد. در اینجا لازم به توضیح است که بعضی از بادگیرها، فقط از طریق جابجایی هوا، داخل بنا را خنک می‌سازند و بعضی دیگر، هم از طریق جابجایی هوا و هم از طریق تبخیر این عمل را انجام می‌دهند. سیستم برودتی بادگیر باغ دولت آباد یزد از طریق روش دوم است.

در باغ دولت آباد یزد یک بادگیر در بالای باغ قرار دارد که دارای یک هشتی و سه اتاق در بالا و طرفین آن است. همچنین بنای دیگر در سمت راست و یک بنا در سمت چپ و یک سردر دارد. معمار با بازی وصف ناپذیری بارها



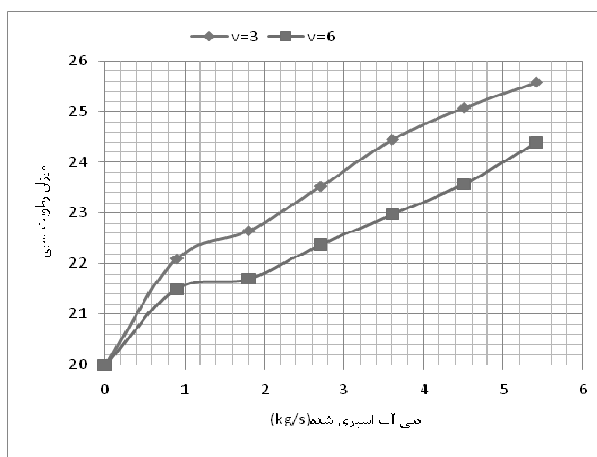
شکل ۱- نمایی از بادگیر باغ دولت آباد یزد

معادلات حاکم و روش حل

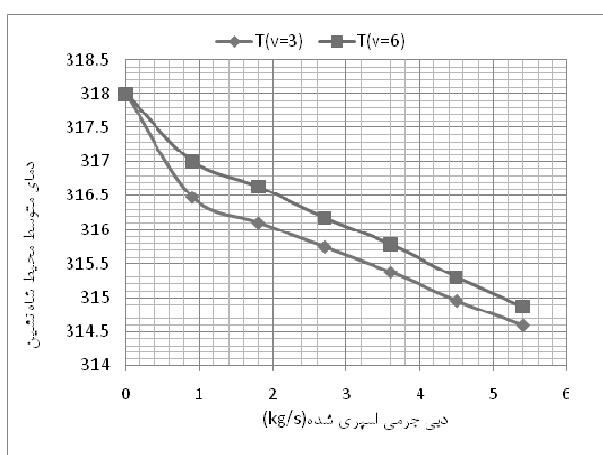
معادلات ناویر استوکس سه بعدی تراکم ناپذیربری فاز پیوسته (هوا) و معادلات فاز گسسته (آب) برای حل عددی استفاده شده است. از مدل تلاطم $k-\epsilon$ استاندارد برای تعیین ادی لزجت استفاده شده است. برای شبیه سازی عددی از الگوریتم سیمپل استفاده شده است.

بحث بر روی نتایج

هندسه و خصوصیات ترمودینامیکی و شرایط محیطی بادگیر مطابق بادگیر باغ دولت آباد یزد (شکل ۱) در نظر گرفته شده است. اثر اسپری آب (فواره) در دو قسمت باد گیر که یکی در خلاف جهت باد (نوع اول) و عمود بر جهت باد در داخل اتاق هشتی (نوع دوم) مورد بررسی قرار گرفته است. مطالعه شبکه انجام شده و شبکه‌های مناسب برای حل‌های مختلف انتخاب شده است. در شکل ۲ خطوط هم‌تراز رطوبت نسبی داخل بادگیر رسم شده است. اسپری‌های نوع اول با توجه به نحوه اسپری آب که در خلاف جهت هوای ورودی است، فاقد کارایی لازم می‌باشد و تأثیر ناچیزی بر رطوبت نسبی و دمای هوا دارد، اما در مقابل اسپری‌های نوع دوم که آب



شکل ۳- تغییرات میزان رطوبت نسبی بر حسب دبی آب اسپری شده



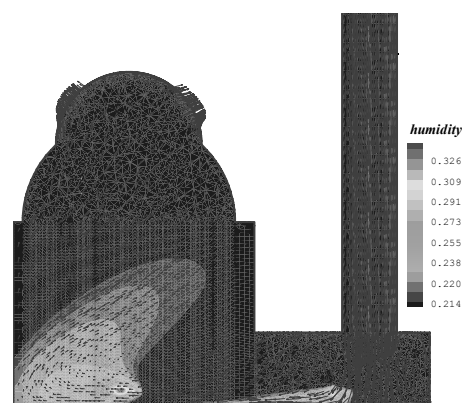
شکل ۴- دمای متوسط محیط شاه نشین در دبی‌های مختلف اسپری

(۱) با استفاده از دو نوع اسپری متفاوت آب نسبت به باد مشاهده می‌شود که نوع اول اسپری آب تقریباً باعث هدر رفتن آب اسپری شده می‌شود و در رطوبت و دما تأثیر چندانی ندارد. در مقابل اسپری نوع دوم مفید واقع شده و باعث افزایش رطوبت نسبی و کاهش دما در حجم گسترده‌تری شده است. (۲) با افزایش دبی آب در سرعت ثابت؛ میانگین رطوبت نسبی و دمای میانگین به‌صورت تقریباً خطی به ترتیب افزایش و کاهش قابل ملاحظه‌ای پیدا می‌کند. برای مثال هنگامی که دمای محیط بیرون 45°C و رطوبت نسبی 20% است و بادی با سرعت 3 متر بر ثانیه وزیده می‌شود، در دبی آب $5/4$ کیلوگرم بر ثانیه (توسط 80 فواره)، دمای محیط اتاق هشتی به طور متوسط کاهشی برابر $3/2$ درجه سلسیوس داشته و میزان رطوبت نسبی در حدود $5/5$ درصد افزایش پیدا کرده است؛ که باعث به وجود آمدن محیطی مطبوع تر می‌گردد.

مراجع

- [1] V. Sami, Applying Computational Fluid Dynamics to Analyse Natural Ventilation & Human Comfort Buildings. Arizona State University. <http://www.sbse.org/awards/docs/2003/Sami1.pdf>

را در جهت عمود بر هوا اسپری می‌کنند بسیار مفید واقع می‌شوند و باعث افزایش رطوبت نسبی و کاهش دما در حجم گسترده‌تری شده‌اند. در جدول ۱ نتایج حاصل از تغییر دبی جرمی آب اسپری شده در دو سرعت ورودی متفاوت برای هوای 45°C و رطوبت نسبی 20% نمایش داده شده است. نتایج درج شده برای اتاق هشتی (فضایی به فاصله 1.5 متری از فواره‌ها) می‌باشد.



شکل ۵- کانتورهای سرعت و چگونگی تغییرات رطوبت نسبی

نمودار تغییرات رطوبت نسبی و دمای متوسط در اتاق هشتی برای دبی‌های مختلف اسپری آب به ترتیب در شکل‌های ۲ و ۳ برای سرعت‌های باد ۶ و ۳ متر بر ثانیه رسم شده است. نتایج نشان می‌دهند که تغییرات دما و سرعت تقریباً خطی بوده و با افزایش دبی فواره‌ها، رطوبت هوا افزایش و دما کاهش یافته است. اضافه شدن حدود $5/4$ kg/s آب موجب کاهش دما به اندازه $3/2^{\circ}\text{C}$ و افزایش رطوبت نسبی به اندازه $5/5$ درصد شده است.

جدول ۱- نتایج حاصل از تغییر دبی جرمی آب اسپری شده در دو سرعت

ورودی متفاوت برای هوای 45°C درجه سلسیوس

دبی اسپری kg/s	سرعت ورودی 3 m/s		سرعت ورودی 6 m/s	
	رطوبت نسبی (%)	دمای متوسط $^{\circ}\text{C}$	رطوبت نسبی (%)	دمای متوسط $^{\circ}\text{C}$
۰	20.00	318	20.00	318
۰/۹	۲۲/۱	۳۱۶/۴۱۸	۲۱/۵	317
۱/۸	۲۲/۶۵	۳۱۶/۱۰	۲۱/۷	۳۱۶/۶۲
۲/۷	۲۳/۵۲	۳۱۵/۷۹	۲۲/۳۷	۳۱۶/۱۷
۳/۶	۲۴/۴۵	۳۱۵/۳۷	۲۲/۹۷	۳۱۵/۷۷
۴/۵	۲۵/۰۸	۳۱۴/۹۵	۲۳/۵۷	۳۱۵/۲۹
۵/۴	۲۵/۵۸	۳۱۴/۵۸	۲۴/۳۹	۳۱۴/۸۵

نتیجه‌گیری نهایی

تحلیل جریان هوا در داخل بادگیر باغ دولت آباد یزد مورد مطالعه قرار گرفته و نحوه تأثیر اسپری آب (فواره‌ها) بر تغییرات دما و رطوبت بررسی شده است. با بررسی دبی‌های متفاوت برای دو نوع اسپری در دو ناحیه متفاوت و سرعت‌های ورودی مختلف و تغییرات دمای هوای ورودی نتایج زیر به دست آمد:



رابطه‌ای برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جوششی در لوله‌های میکروفین‌دار با شیب‌های مختلف

سید مهدی رضوی نسب^۱، محمد علی اخوان بهابادی^۲، سعید محسنی گرکانی^۳

^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، mehdi_razavi@alum.sharif.ir

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، akhavan@ut.ac.ir

^۳ دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، smohseni@ut.ac.ir

چکیده

این تحقیق، به بررسی تجربی تأثیر تغییر شیب لوله بر ضریب انتقال حرارت جوششی جریان R-134a در داخل لوله میکروفین‌دار می‌پردازد. دستگاه مورد استفاده در این بررسی، یک سیستم تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه‌گیری مورد نیاز می‌باشد. تحلیل داده‌ها نشان می‌دهد که در تمامی سرعت‌های جرمی، بالاترین ضریب انتقال حرارت میانگین در شیب $\alpha = 90^\circ$ (لوله عمودی با جریان رو به بالا) اتفاق می‌افتد. بر اساس نتایج بدست آمده، یک رابطه تجربی جهت تخمین ضریب انتقال حرارت در میکروفین تیوب شیب‌دار ارائه می‌گردد. رابطه‌ای تجربی ارائه شده، ضرایب انتقال حرارت را در محدوده $\pm 10\%$ پیش‌بینی می‌کند.

کلمات کلیدی: اواپراتور، میکروفین تیوب، شیب لوله، ضریب انتقال حرارت، رابطه تجربی

مقدمه

موضوع کاربرد انتقال حرارت افزایشی در اواپراتورها به طور جدی دنبال می‌شود و بررسی منابع موجود نشان دهنده این موضوع است که اگر چه مطالعات زیادی در خصوص افزایش انتقال حرارت در لوله‌های میکروفین‌دار صورت گرفته است، اما تمرکز این مطالعات بر جریان جوششی در لوله‌های افقی می‌باشد [۱] و [۲]. بنابراین ضروری است که تأثیر میدان نیروی جاذبه (قدرت و جهت اثر آن) بر انتقال حرارت داخل لوله‌های میکروفین‌دار مطالعه و بررسی شود. از این رو مطالعه حاضر در رابطه با انتقال حرارت جوششی در لوله میکروفین‌دار با شیب‌های مختلف صورت می‌گیرد و هدف از آن بدست آوردن اطلاعات راجع به تأثیر تغییر جهت میدان نیروی جاذبه بر انتقال حرارت جوششی در این لوله‌ها و ارائه یک رابطه تجربی جهت تخمین ضریب انتقال حرارت در میکروفین تیوب شیب‌دار می‌باشد.

شرح دستگاه آزمایش و نحوه جمع آوری داده‌ها

دستگاه مورد آزمایش یک سیکل تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه‌گیری مورد نیاز، اواپراتور مورد آزمایش (تست اواپراتور) شامل یک لوله میکروفین‌دار است که از جنس مس و با فین‌های مثلثی شکل می‌باشد. قطر داخلی این لوله ۸/۹۲ میلی‌متر و تعداد فین‌های آن ۵۵ می‌باشد. گرمای مورد نیاز برای تبخیر مبرد R-134a جاری درون این لوله (تست اواپراتور) توسط یک هیتر الکتریکی که به طور یکنواخت (شار ثابت) دور آن پیچیده شده است، تامین می‌شود. از آنجا که طول لوله مورد آزمایش محدود است، دامنه کمی از تغییرات کیفیت بخار در تست اواپراتور قابل حصول می‌باشد.

بنابراین به منظور پوشش دادن کل دامنه جوشش، سیستم به گونه‌ای طراحی شده که کیفیت‌های متفاوت بخار، در ورود به تست اواپراتور قابل دستیابی باشد، این کار با نصب یک اواپراتور اولیه پیش از تست اواپراتور محقق شده است. دمای سطح خارجی لوله میکروفین‌دار استفاده شده در تست اواپراتور در شش مقطع و در هر مقطع در دو نقطه بالا و پائین توسط ترموکوپل‌هایی از نوع T که با دقت 0.1°C کالیبره شده اند اندازه‌گیری می‌شود. بعلاوه فشار استاتیکی مبرد در ورود و خروج از اواپراتورها اندازه‌گیری می‌شود. برای اندازه‌گیری سایر پارامترها از قبیل دبی مبرد، دبی آب و ... نیز تمهیدات لازم اندیشیده شده است. مجموعاً ۲۲۴ آزمایش مختلف با چهار سرعت جرمی متفاوت $0.136, 1.07, 1.80$ و $5.3 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ برای لوله میکروفین‌دار در هفت شیب مختلف از 90° تا $90^\circ + 90^\circ$ (با فواصل 30°) صورت گرفت. شیب‌های مختلف لوله (α) نسبت به افق و به صورت زاویه بین بردار سرعت مبرد و سطح افقی در جهت مثلثاتی در نظر گرفته شده است برای محاسبه کیفیت بخار ورودی و خروجی تست اواپراتور از موازنه حرارتی استفاده می‌گردد. متوسط کیفیت بخار ورودی و خروجی تست اواپراتور بعنوان کیفیت میانگین آن در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در تست اواپراتور از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$\bar{h} = \left[\frac{\pi D L (T_{wo} - T_s)}{V \cdot I} - \frac{D}{2k_w} \ln \left(\frac{D_o}{D} \right) \right]^{-1} \quad (1)$$

که در آن، $\bar{h}$ ضریب انتقال حرارت متوسط، D و D_o به ترتیب قطرهای داخلی و خارجی لوله مسی، L طول اواپراتور اصلی، T_s درجه حرارت متوسط اشباع مبرد، T_{wo} دمای متوسط سطح خارجی دیواره لوله در ۶ مقطع، k_w ضریب هدایت حرارتی دیواره لوله، V ولتاژ دو سر المنت الکتریکی و I جریان عبوری از آن می‌باشد.

نتایج و بحث و بررسی

تغییرات ضریب انتقال حرارت با شیب لوله برای میکروفین تیوب در کیفیت‌های مختلف بخار در شکل‌های ۱، رابطه تجربی نشان داده شده است. هر کدام از این شکل‌ها برای یک سرعت جرمی مشخص ترسیم شده‌اند. همانگونه که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، تغییر شیب لوله اثر قابل ملاحظه‌ای بر انتقال حرارت جوششی دارد. این اثر با کم شدن کیفیت بخار و سرعت جرمی، بیشتر می‌شود، همچنین در شکل‌های (۱) و (۲) دیده می‌شود که در کیفیت‌های پایین بخار و در دبی‌های جرمی پایین ضریب انتقال حرارت در جریان عمودی رو به بالا (شیب $90^\circ + 90^\circ$) بیشترین مقدار را دارد. این مسئله را به این صورت می‌توان توجیه نمود که در جریان عمودی



$$F_{\alpha} = 1 + 0.2x^{1.2}\cos(\alpha + 15^{\circ}) \quad x > 0.7 \quad (1b)$$

مقایسه بین انتقال حرارت محاسبه شده از رابطه پیشنهادی و مقادیر اندازه گیری شده در این مطالعه نشان می‌دهد که مقادیر تخمین زده شده در محدوده $\pm 10\%$ مقادیر تجربی قرار دارند. بنابراین رابطه ارائه شده تطابق خوبی با مقادیر آزمایشگاهی دارد. در پایان لازم به ذکر است که آنالیز خطای دستگاه اندازه‌گیری با استفاده از روش ارائه شده در مرجع [۳] صورت گرفت که مقدار آن برای تمامی آزمایشات در محدوده $\pm 9/33\%$ بدست آمد.

نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از این مطالعه عبارتند از:

- ۱- تغییر شیب لوله اثر قابل ملاحظه‌ای بر انتقال حرارت جوششی دارد و تأثیر آن با کم شدن کیفیت بخار و سرعت جرمی، بیشتر می‌شود.
- ۲- بیشترین ضریب انتقال حرارت میانگین در تمامی سرعت‌های جرمی و شیب‌های آزمایش شده در شیب $\alpha = 90^{\circ}$ بدست آمد.
- ۳- براساس داده‌های آزمایشگاهی، جهت به دست آوردن ضریب انتقال حرارت در میکروفین تیوب شیب‌دار رابطه‌ای پیشنهاد شد که مقادیر محاسبه شده توسط آن در محدوده $\pm 10\%$ مقادیر تجربی قرار می‌گیرند.

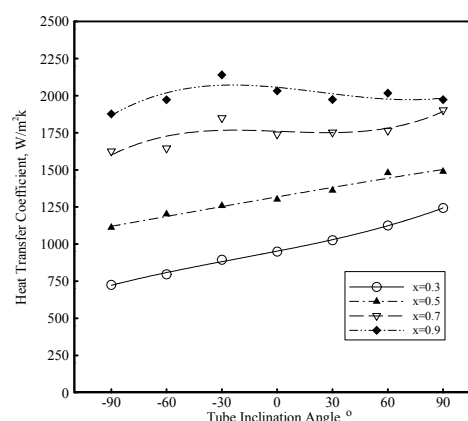
فهرست علائم

C_{pf}	گرمای مخصوص فاز مایع مبرد (J/kg K)
G	سرعت جرمی ($kg/m^2 s$)
k	ضریب هدایت حرارتی ($W/m K$)
x	کیفیت بخار
	علائم یونانی
α	شیب لوله ($^{\circ}$)
μ	ویسکوزیته (Pa s)
ρ	چگالی (kg/m^3)
	زیرنویس‌ها
f	فاز مایع
g	فاز بخار

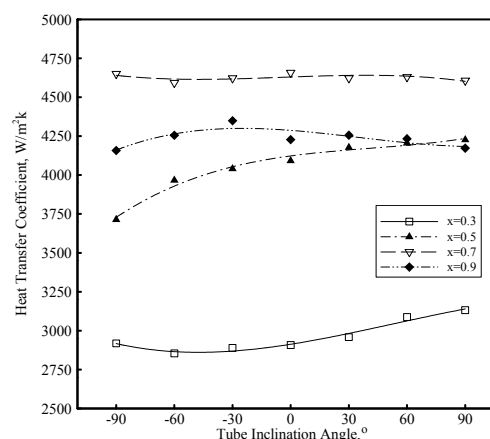
مراجع

- 1- Wellsandt, S., Vamling, L., 2005, "Evaporation of R134a in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop", International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp. 889-900.
- 2- Passos, J. C., Kuser, V. F., Haberschill, P., Lallemand, M., 2003, "Convective boiling of R-407c inside horizontal microfin and plain tubes", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 27, pp. 705-713.
- 3- Schultz, R.R., Cole, R., 1979, "Uncertainty analysis in boiling nucleation", AIChE Symp. Series, No.189, Vol.75, PP. 32-38.

رو به بالا به دلیل میزان بالای اغتشاشات و تداخل فازها ضریب انتقال حرارت نسبت به بقیه زاویه‌ها بالاتر می‌باشد. در این حالت با توجه به اثر شناوری بخار و جهت نیروی جاذبه در دبی‌های جرمی پایین، الگوی جریان به هم ریخته‌ای باعث تداخل فازها و اغتشاشات میان فاز می‌گردد که ضریب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد.



شکل ۱: تغییرات ضریب انتقال حرارت با شیب لوله برای کیفیت‌های مختلف بخار و در سرعت جرمی $52 \text{ kg/m}^2 \text{s}$



شکل ۲: تغییرات ضریب انتقال حرارت با شیب لوله برای کیفیت‌های مختلف بخار و در سرعت جرمی $136 \text{ kg/m}^2 \text{s}$

با بررسی رفتار و چگونگی تغییرات ضریب انتقال حرارت جوششی با تغییر شیب لوله، کیفیت بخار و سرعت جرمی، رابطه تجربی زیر جهت تخمین ضریب انتقال حرارت جوششی در میکروفین تیوب شیب‌دار ارائه گردید:

$$Nu = 4.05 \times 10^{-3} Re_f^{0.98} F_{\alpha}^{0.38} (1.55 - x)^{0.96} \left(\frac{Pr_f}{X_{tt}} \right)^{1.09} \quad (2)$$

که در آن:

$$Nu = \frac{hD}{k_f}; \quad Re_f = \frac{GD(1-x)}{\mu_f}; \quad (3)$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f C_{pf}}{k_f}; \quad X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

$$F_{\alpha} = 1 + 0.5(1-x)^{0.6} \sin(\alpha) \quad x \leq 0.7 \quad (4a)$$



Influence of Radiative Source to Heat-Mass Transfer Intensity of Sprayed Water Droplets in Air Conditioning Processes

Gintautas Miliauskas¹, Stasys Sinkunas², Kristina Norvaisiene³

¹ Kaunas university of technology, K.Donelaičio St. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania; gintautas.miliauskas@ktu.lt

² Kaunas university of technology, K.Donelaičio St. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania; stasys.sinkunas@ktu.lt

³ Kaunas university of technology, K.Donelaičio St. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania; kristina.tiuksaite@stud.ktu.lt

Abstract

Thermal state of water droplets and intensity of phase transformations on their surface is modelled in the evaporation chamber of air conditioning system. Additional radiant energy allows forming unsteady temperature field with negative gradient in sprayed water droplets and essentially changes the rate of phase transformations on the droplet surface. That allows making the assumptions to organize the process of air-conditioning in qualitatively new way.

Keywords: water droplets, air conditioning process

Introduction

Two phase water droplets-gas flows are common not only in natural phenomena, but are also met in important thermal processes such as waste heat utilization in ventilation; heat exchangers of building HVAC systems; air humidifying and drying in evaporation chambers of air conditioning systems. In the evaporation chamber there is a small difference of energetic potential between air and water injected into air, therefore the processes of phase transformations are inefficient. One searches for the methods to intensify heat and mass transfer processes. For that it would be possible to use additional thermal energy, introduced into heating of water droplets. Radiation sources independent from air state – hot surfaces or even laser could spread such energy. For development of such air conditioning technologies it is necessary to be familiar with the radiant influence on heat and mass transfer processes of sprayed water droplets. Also, it is necessary to take into account the intensity of transfer processes in the air flow and inside the evaporating droplets. Due to intensive external energy impact droplets temperature rises, phase changes take part on their surfaces. Transfer processes in disperse and carrying mediums of two-phase flow are close related [1, 2]. The research of heat and mass transfer of the condensed particles is known as a “droplet problem”. It includes the heat and mass transfer researches inside the droplet and in its ambience. The achievements of the last decades in the field of “droplet” problem are overviewed in [3].

The analytical numerical research method

The combined analytical numerical method of the “droplet” problem’s solution is more applicable, when it is necessary to evaluate the interaction of unsteady heat and mass transfer processes and the peculiarities of spectral radiation [1, 4]. The main point of those methods is as

follows: the schemes of numerical computation of an unsteady temperature field of a droplet are constructed not for the primary system of nonlinear differential and integral equations, but for its solution – the system of nonlinear algebraic and integral equations. The main advantages of this method are avoidance of the indeterminacies, related to selection of time and coordinate steps and reliable control of numerical research convergence. The scheme of surface temperature’s calculation is constructed on the basis of the condition of energy flow’s balance on the droplet surface:

$$\bar{q}_{\Sigma}^{+}(\tau) + \bar{q}_{\Sigma}^{-}(\tau) + \bar{q}_f^{+}(\tau) = 0. \quad (1)$$

Here: q_{Σ}^{+} and q_f^{+} – densities of total heat flow and heat flow of phase transformations on the external side of the droplet surface, respectively; q_{Σ}^{-} – density of total heat flow of the droplet surface on the internal side; τ – time. Local total heat flow density in a droplet:

$$q_{\Sigma}(r, \tau) = q_r(r, \tau) + \lambda(r, \tau) \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} \quad (2)$$

depends on radiation absorption intensity and local temperature field gradient [5]:

$$\frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{n\pi}{rR} \cos \frac{n\pi r}{R} - \frac{1}{r^2} \sin \frac{n\pi r}{R} \right) \times \int_0^{\tau} f_n(R, \tau') \times \exp \left[-a \left(\frac{n\pi}{R} \right)^2 (\tau - \tau') \right] d\tau'. \quad (3)$$

Here: a – thermal diffusivity; T – temperature; q_r – radiative heat flux density; R – radius of a droplet; r – coordinate of a droplet; λ – thermal conductivity. The function f_n takes into account the influence of the radiant absorption in a droplet and the rate of change of droplet surface temperature on the unsteady temperature field of a droplet [4]. The direction of an external convective flow between gas and a droplet is unambiguously influenced by the temperature difference between gas and the droplet ($T_g - T_R$); the intensity of the convective flow (q_c) corresponds to the conductive heat flux (q_k):

$$q_c^{+}(\tau) \equiv q_k^{+}(\tau) = \frac{\lambda(\tau)}{R(\tau)} \cdot [T_g - T_R(\tau)] \cdot f[B_T(\tau)] \quad (4)$$

The function of the Spalding transfer number (B_T) evaluates the influence of hydrodynamic Stephan flow [1]. The change of a droplet mass is defined by liquid evaporation or vapour condensation on its surface:



$$\frac{\partial M_d(\tau)}{\partial \tau} = -g(\tau) \quad (5)$$

The rate of phase transformations is defined by the flow rate of liquid vapour on a droplet surface (g). It can be characterized by the expression, using the Shorin-Kuzikovskiy model [1]. The thermal state of air is calculated according to energy expenses for droplet heating and for performing of phase transformations on droplet surface. Temperature of a warming droplet surface is selected using the method of the fastest descent, requiring accuracy of the balance (1) to be not less than one hundredth percent. It is stated, that it is possible to exist the radiating source with a specific temperature (T_{sr}), which emits radiant flow, similar to the black body's radiation.

Results and Discussion

Warming and phase transformations of water droplets with the initial temperature $T_{R,0}$ in the air with temperature $T_{g,0}$ and the initial relative humidity $\varphi_{g,0}$ are modelled using the numerical method. The structure of the two-phase flow is defined by of ratio $g_0 = G_l / G_g$ of the initial flow rates of the monodispersively sprayed water and gas.

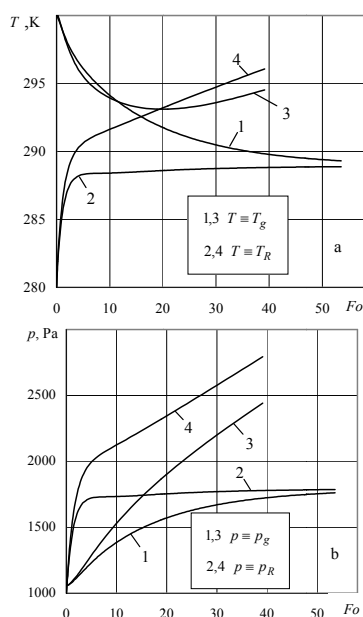


Figure 1. The influence of heating mode of sprayed water droplets on the process of air-conditioning: (1, 2) convective heating; (3, 4) combined heating; as $\Delta w_0 = 5.7$ m/s and $T_{sr} = 500$ K. $g_0 = 0.1$; $R_0 = 90$ μ m; $\varphi_0 = 30\%$

Convective heating of droplets is modelled by accepting velocity of droplets slip in the air Δw_0 . In the case of combined heating, a source of radiation with temperature T_{sr} is acting additionally. The mode of heating of the water droplets has a significant impact on the process of air-conditioning (Figure 1). As the droplets are heated by

convection, their temperature approaches to descending air temperature (Figure 1a, curves 1,2). Under the influence of additional radiation the thermal mode of droplets changes essentially, as the temperature field with negative gradient forms in them [4]. That allows transferring radiant energy, which was absorbed in the droplets, into their surfaces. Therefore, when droplets become warmer than air, it begins getting warmer (Figure 1a, curves 2,4). In the case of convective heating the driving force of diffusion of water vapour, which is shown by the difference of partial water vapour pressures near the droplet (p_R) and in air (p_g), weakens, as air humidity increases; meanwhile in the case of combined heating – not weakens (Figure 1b). The process of air humidification is perceptibly intensifying when the temperature of radiant source increases.

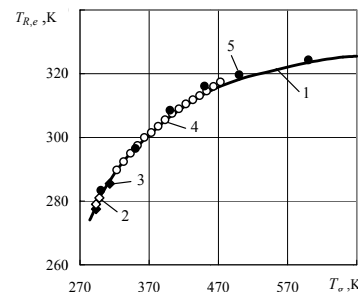


Figure 2. Water droplets equilibrium evaporation dependence upon the ambience temperature: 1 – numerical research; 2-5 – experiment [5, 6]: 2 – W. Ranz, W. Marshall; 3 – G. Langstrof; 4 – M. Apasev, R. Malov; 5 – C. Downing.

Calculated water droplet temperatures corresponding to the conditions of equilibrium evaporation temperatures match the results of experimental research (Figure 2).

References

- 1- Miliauskas, G., Sabanas, V., "Interaction of transfer processes during unsteady evaporation of water droplets", 2006, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1790-1803.
- 2- Tseng, C.C., Viskanta, R., "Enhancement of water droplet evaporation by radiation absorption", 2006, *Fire Safety J*, Vol. 41, pp. 236-247.
- 3- Sazhin, S.S., "Advanced models of fuel droplet heating and evaporation", 2006, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 32, pp. 162-214.
- 4- Miliauskas, G., "Regularities of unsteady radiative-conductive heat transfer in evaporating semitransparent liquid droplets", 2001, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 785-798.
- 5- Apashev, M.D., Mallov, R.V., "Evaporation of various liquid single droplets, as flow passes around the droplets at small Reynolds numbers", 1960, *Izv. AN SSSR Energetika i Avtomatika*, Vol. 2, pp. 185-191.
- 6- Renksizbulut, M., Nafziger, R., Li, X., "A mass transfer correlation for droplet evaporation in high-temperature flows", 1991, *Chem. Engng. Sci.*, Vol. 46, pp. 2351-2358.



Design and Development of a Prototype of Air Cooling System for Truck-Cabin Using Heat from Engine Exhaust.

Harish Tiwari¹, G. V. Parishwad²

¹Assistant Professor, Mechanical Department, Pimpri Chinchwad College of Engg. Pune 4110 44 India; sharvay12@rediffmail.com

²Professor, Mechanical Department, Government College of Engg. Pune 411005 India; parishwad@rediffmail.com

Abstract

The present work is focused towards the development of a prototype of air cooling system for the cabin of truck using waste heat from exhaust. The available options in heat generated cooling have been reviewed. The adsorption refrigeration cycle using exhaust heat is found to be suitable for transport trucks cabin cooling. A scale of 5:1 is decided and a prototype of 0.2 TR has been designed, the development of the prototype is in progress. The prototype will be tested with various adsorber configurations.

Keywords: Prototype, Truck Cabin cooling, Engine exhaust, Absorption refrigeration.

Introduction

In India road transport is a major mode of transport for goods over large distances. In summer the atmospheric temperature in some parts of India touches 45°C. In such condition the temperature inside the cabin of a transport truck even exceeds 55°C [1]. For automobile air conditioning normally vapour compression refrigeration cycle is used. The cycle run on engine power and consumes around 10% of the total power produced by the engine and thereby increases the fuel consumption [2]. This can not be afforded as it affects the economy. From heat balance sheet it is clear that in automobiles large amount of heat of input, around 30 % of the total heat supplied is going away with exhaust gases at very high temperature. And around 30 % is going away with cooling water. Out of this 60 % (around) a part can be used to produce the required refrigerating effect for cabin cooling. The significance of the work is that it will provide space cooling without much effect on the engine performance essentially the fuel economy. Further the adsorption cycle use non CFC refrigerant and thereby have little effect on environment. The presented designs in the literature review suffered from some practical problems. These problems are basically related to adsorber and will be solved in the present work by some innovative heat exchanger design techniques. Firstly a prototype will be developed and tested in laboratory

Literature Review

The first refrigerator automobile air conditioning system was vapour compression refrigeration system and was introduced by Packer in 1939. In the last 70 years, automobile air conditioning system has

undergone gradual and continual improvements in performance and efficiency as a result of improvements in the individual components. Nothing significant has happened to change the existing technology [3]. Some work which has been done to find the alternative cooling system has been concentrated towards solid adsorption cooling systems, thermo acoustic refrigeration, active magnetic regenerator system thermo electric devices and vapour absorption refrigeration (VAR) systems [4,5]. VAR found to be more suitable and the feasibility proved theoretically for automobiles. Very little could be done to demonstrate it practically as there are practical limitations of VAR for mobile applications. At present no VAR system is available in market for capacities up to 10 kW [2,6,7]. The recent work in the literature review suggests the suitability of adsorption cycle. A detailed review has been carried out in the field of adsorption cycle refrigeration.

Adsorption systems

Solid vapour adsorption is similar to liquid vapour absorption system, except that the refrigerant is adsorbed at the surface of another solid known as adsorbent. A report, presented by Metrons transportation centre suggests the suitability of adsorption systems for vehicles [7]. Experimental results in Literature review suggest about the feasibility of adsorption systems. NH₃ and activated carbon has been suggested as refrigerant - adsorbent pair [2,8,9].

Proposed System

A diesel engine of 30 bhp is available in the laboratory which will be considered to supply the necessary heat. The proposed system is as shown in Fig.1 Engine exhaust gases enters the heat transfer fluid (HTF) heater. HTF with stable thermal properties up to 400 °C is selected. The HTF is heated and is passed through the adsorber to heat the adsorber bed. Three adsorber beds are proposed one in heating mode and the other two in cooling mode [2]. The HTF is then passed through HTF cooler. The cooled HTF then passes through adsorber bed in cooling mode. The partially heated HTF is sent to the exhaust gas heat exchanger for absorbing the heat. The cooled adsorber bed adsorbs refrigerant from evaporator. The refrigerant is then compressed by heating the adsorber bed at constant mass by hot HTF. The refrigerant is then passed to the



condenser and the cycle is completed. The flow of HTF to adsorber in cooling mode or to adsorber in heating mode, flow to HTF heater and cooler and the time is controlled by solenoid valve.

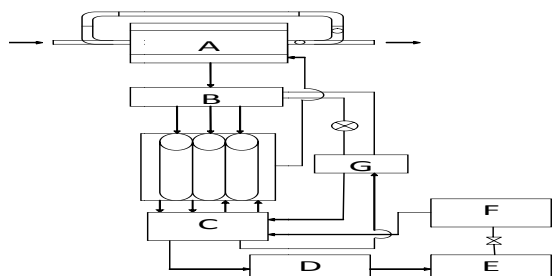


Figure 1. Proposed system

- A HTF heater
- B Solenoid valve with control
- C Solenoid valve with time control
- D NH_3 condensers
- E NH_3 reservoir
- F Evaporator exposed to cabin
- G HTF cooler

Design of Proposed system

The heat load of a truck cabin for a 150 bhp transport truck cabin ($2 \times 1.75 \times 1.5$) m^3 for design cabin temperature 30°C has been calculated considering various factors and is around 1 TR. The heat available in exhaust has been calculated considering actual fuel consumption and is around 34 kW [1]. A scale of 5:1 is decided for which a prototype is to be developed in the laboratory. The system basically comprises of adsorber, HTF heater, HTF cooler, condenser, and evaporator, which are nothing but different types of heat exchangers. These components are designed using standard heat exchanger design co-relations [2, 9]. The detailed design Mass balance and Heat balance equations will be presented in the main paper the summary is given as Table 1.

Table 1. Component design summary

Component	Dimension	Wt
Adsorber	$D_s = 0.1 \text{ m}$; $d_{\text{tube}} = 10 \text{ mm}$; $L = 0.2 \text{ m}$, $n = 15$	15 kg
HTF heater	$D_{\text{eq}} = 0.45 \text{ cm}$; $n = 40$; No. of rows = 2 ; $0.5 \times 0.5 \times 0.1 \text{ m}^3$	10 kg
HTF cooler	$d_{\text{tube}} = 10 \text{ mm}$; $L = 0.3 \text{ m}$; $n = 40$; No. of rows = 2 ; $0.3 \times 0.3 \times 0.1 \text{ m}^3$	5 kg
Condenser	$d_{\text{tube}} = 10 \text{ mm}$; $L = 0.3 \text{ m}$; $n = 18$; No. of rows = 3 ; $0.3 \times 0.3 \times 0.1 \text{ m}^3$	07 kg
Evaporator	$d_{\text{tube}} = 10 \text{ mm}$; $L = 0.3 \text{ m}$; $n = 40$; No. of rows = 2 ; $0.3 \times 0.15 \times 0.1 \text{ m}^3$	3 kg

Result and discussion

The dimensions of the system components are tabulated in table 1. The weight of the system components is also calculated for actual system and is around 160 kg for the actual proposed system which is smaller than that for absorption system and higher than the compression

system. The details of comparison with other referred work will be presented in the full paper

Conclusions

The engine power required to run an air conditioning system can be saved by using waste heat powered cooling system. Activated carbon -ammonia is found to be suitable adsorbent-refrigerant pair. A preliminary design of the adsorption system shows a COP of 0.42 with 8.4 kW heat required to heat the adsorber bed against available minimum heat 34 kW. Assuming minimum COP 0.2 the heat required to run the system is 17.5 kW. The design has been applied to develop a prototype considering a scale of 5:1. The dimensions are tabulated in Table 1. The developed prototype will be helpful to decide the suitable configuration of heat exchanger and the refrigerant adsorbent pair for optimum performance. The proposed system is geometrically feasible from design calculations

Acknowledgments

This work is supported by BCUD Pune University India under research scheme for university teachers.

References

- Alam S, 2006, "A Proposed model for Utilizing Exhaust Heat to run Automobile Air-conditioner", Proceedings of The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment 21-23 November 2006, Bangkok, Thailand.
- Lambert M., Jones B., 2005, "Automotive absorption air conditioner powered by exhaust heat part 1 And 2", Automobile Engineering proc. I Mech. Vol 220.
- McLaughlin S., 2005, "An Alternative Refrigeration for Automotive Application", M.S. Thesis, Mechanical Department. Mississippi State Mississippi.
- Johnson V. H., 2002, "Heat-Generated Cooling Opportunities in Vehicles", SAE technical paper, 2002-01 - 1669.
- Christy C., Fusco D, Tooss R , 2001 "Absorption air conditioning for containership and vehicles", Final report Metrons Transport center California university.
- Sadik K., Hongtan L, 1997, "Heat exchangers selection rating and thermal design", CRC Press LLC
- Wang L., Bao X., Wang R., 2009, "Comparison of the performances of absorption and resorption refrigeration systems powered by the low grade heat", Renewable Energy, 34, 2373 – 239.
- Furzanchy A., Ali A, Tootoonchi, 2008, "Controlling automobile thermal comfort using optimized fuzzy controller", Applied Thermal Engineering, 29, 2009, 1267 – 1270.
- Hirota Y. Sugiyama, M. Kubota, F. Wutunable, N. Kobayashi, M. Hasatami, M. Kanamori, 2008, "Development of a suction pump assisted thermal and electrical hybrid absorption heat pump", Applied Thermal Engineering, 28, 1687 – 1693.



بررسی عملکرد ترمودینامیکی و آلاینده‌گی یک سیکل ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گازی جهت تامین انرژی مورد نیاز ساختمان های مسکونی

علی عبدالهی^۱، علی اکبر عالم رجبی^۲، مجید قاسمی^۳، جاماسب پیرکندی^۴

^۱دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی اصفهان؛ a.abdollahi@me.iut.ac.ir

^۲دانشیار، دانشگاه صنعتی اصفهان؛ rajabi@cc.iut.ac.ir

^۳دانشیار، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ ghasemi@kntu.ac.ir

^۴دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ j_pirkandi@dena.kntu.ac.ir

چکیده

در این مقاله یک سیستم ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گازی جهت تامین انرژی مورد نیاز ساختمان های مسکونی، از دیدگاه ترمودینامیکی و میزان آلاینده‌گی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. برای انجام این کار ابتدا یک سیستم ترکیبی همراه با تجهیزات جانبی آن در نظر گرفته شده و سپس برای تمام اجزاء سیکل مورد نظر یک تحلیل ترمودینامیکی مجزا صورت گرفته است. در ادامه با مطالعه پارامتری سیستم ترکیبی اشاره شده، تاثیر نرخ جریان هوای ورودی و نسبت فشار کمپرسور بر توان الکتریکی و حرارتی خروجی از سیستم و همچنین میزان آلاینده‌گی ناشی از انتشار گاز دی‌اکسیدکربن بررسی شده است. کلمات کلیدی: تحلیل ترمودینامیکی - آلاینده‌گی - سیستم ترکیبی - ساختمان مسکونی

مقدمه

پیل های سوختی به دلیل راندمان بالا، عدم انتشار آلاینده های زیست محیطی، عدم وجود قطعات متحرک و عدم ایجاد ارتعاش و صدا تجهیزات بسیار مناسبی برای تولید انرژی در ظرفیت های مختلف می باشند. در میان پیل های سوختی، پیل سوختی اکسید جامد با توجه به دمای کارکرد بالا بیشتر از انواع دیگر پیل ها مورد توجه قرار گرفته است. این نوع پیل به دلیل درجه حرارت بالا در خروجی خود پتانسیل بسیار خوبی برای استفاده در سیستم های تولید همزمان را دارد. علاوه بر موارد فوق گرمای تولید شده در این نوع پیل های سوختی دارای کیفیت بالایی بوده و قابل استفاده در سیکل های ترکیبی و سیستم های تهویه مطبوع منازل می باشد. یکی از موارد پرکاربرد پیل های سوختی اکسید جامد، ترکیب این نوع پیل ها با انواع میکروتوربین های گازی می باشد. چنین سیستم ترکیبی راندمان بالاتری نسبت به پیل سوختی تنها داشته و توان خروجی آن نیز بیشتر می باشد. در این مقاله طراحی و بهینه سازی یک سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی جهت تامین انرژی ساختمان های مسکونی به صورت تولید همزمان مورد بررسی قرار گرفته است [۱]. برای انجام این کار ابتدا یک سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی همراه با تجهیزات مورد نیاز آن در نظر گرفته شده و در ادامه با استفاده از روابط ترمودینامیکی اثرات نرخ جریان هوای ورودی و نسبت فشار کمپرسور بر روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم و همچنین میزان آلاینده‌گی زیست محیطی آنها بررسی شده است. در نهایت با توجه به نتایج بدست آمده یک سیستم بهینه برای تامین انرژی مورد نیاز ساختمان های مسکونی نمونه ارائه گردیده است [۲].

ترکیب بندی سیستم

ترکیب بندی سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی که در این مطالعه مدلسازی شده است در شکل ۱ نشان داده شده است. سوخت سیستم گاز طبیعی و ترکیب هوا نیز شامل ۲۱٪ اکسیژن و ۷۹٪ نیتروژن در نظر گرفته شده است. سیستم شامل یک استک پیل سوختی اکسید جامد با بهسازی داخلی، یک محفظه احتراق، یک میکروتوربین گازی، یک کمپرسور هوا، یک کمپرسور سوخت و سه بازیاب می باشد. قسمتی از کار مکانیکی تولید شده توسط میکروتوربین گازی برای به حرکت در آوردن دو کمپرسور به کار می رود و مابقی کار تولید شده نیز کار خالص خروجی می باشد.

روابط ترمودینامیکی حاکم بر مساله

در این بخش با استفاده از روابط ترمودینامیکی عملکرد تمام اجزاء معرفی شده در سیکل به صورت مجزا و تحت شرایط پایدار مورد بررسی قرار گرفته است [۳].

- کمپرسور هوا، سوخت و میکروتوربین

با در نظر گرفتن راندمان آیزونروپیکی کمپرسورها و میکروتوربین موجود در سیستم ترکیبی، می توان مقادیر کار واقعی و دمای خروجی از آنها را محاسبه کرد.

- بازیاب

محاسبات مربوط به بازیاب ها مطابق با روش $\varepsilon - NTU$ در مبدل های جریان مخالف، انجام شده است.

- محفظه احتراق

با توجه به اینکه تنها قسمتی از سوخت در پیل سوختی مصرف می شود، وجود یک محفظه احتراق برای سیکل لازم می باشد. برای بدست آوردن دمای خروجی از محفظه احتراق با نوشتن معادله انرژی برای آن و اعمال راندمان محفظه می توان دمای آدیاباتیک شعله را محاسبه کرد.

- پیل سوختی اکسید جامد

واکنش های انجام یافته در بهبود دهنده داخلی پیل مطابق با روابط زیر می باشند:

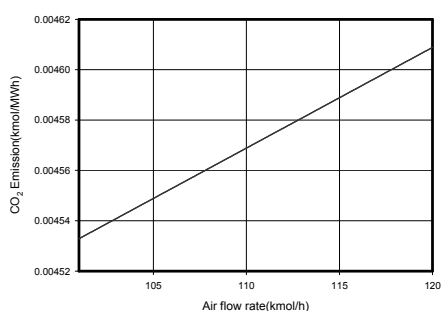


طبق واکنش های فوق در داخل پیل گاز طبیعی متان به هیدروژن تبدیل می شود. با توجه به اینکه واکنش های ۸ و ۹ گرماگیر بوده و واکنش الکتروشیمیایی ۱۰ گرمازا می باشد، لذا کل انتقال گرما از پیل سوختی

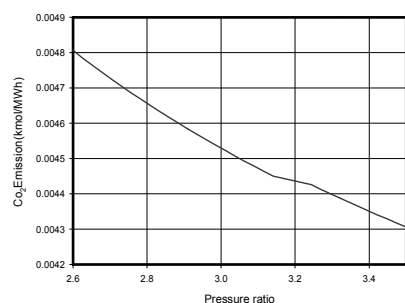


انتشار گاز دی اکسید کربن در محیط گردیده و بر خلاف آن افزایش نرخ جریان هوا ورودی میزان این آلاینده را بیشتر می‌کند. با توجه به موارد فوق می‌توان به این نتیجه رسید که افزایش نسبت فشار یک پارامتر مناسب در بالابردن کارایی سیکل و کاهش آلاینده‌گی می‌باشد.

شکل ۱: ترکیب بندی سیستم ترکیبی شبیه سازی شده



شکل ۲: منحنی اثرات تغییر نرخ جریان هوا بر میزان تولید دی اکسید کربن



شکل ۳: منحنی اثرات نسبت فشار کمپرسور بر انتشار گاز دی اکسید کربن

مراجع

- 1- www.Capstoneturbine.com, "CHP Case Studies-Saving Money and Increasing Security", Gillette, F., Capstone Turbine Corporation 2006.
- 2- P. Ghanbari Bavarsad, "Energy and Exergy Analysis of Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Hybrid System," International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, No. 17, pp. 4591-4599, 2007.
- 3- Y. Haseli, I. Dincer and G.F. Naterer, "Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell," Journal of Hydrogen energy, Vol. 33, pp. 5811-5822, 2008.
- 4- S. H. Chan, H. K. Ho, and Y. Tian, "Modelling of Simple Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine Power Plant," Journal of Power Sources, Vol. 109, No. 1, pp. 111-120, 2002.

اکسید جامد از اختلاف مقادیر گرمایی سه واکنش فوق بدست خواهد آمد [۳]. حل کلی معادله بقای جرم و انرژی پیل سوختی نیاز به ارزیابی ولتاژ و جریان تولید شده توسط استک دارد. ولتاژ برگشت پذیر پیل سوختی توسط معادله نرنست به صورت زیر تعریف می‌گردد [۳]:

$$E^{\circ} = \frac{-\Delta G^{\circ}}{nF} + \frac{RT}{nF} \ln \left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}} \right) \quad (4)$$

جهت محاسبه ولتاژ واقعی پیل باید افت های مربوط به پیل که شامل افت ولتاژ ناحیه غلظت، افت ولتاژ ناحیه اهمیک و افت ولتاژ ناحیه فعالسازی می باشند، محاسبه شده و در نهایت از رابطه زیر مقدار ولتاژ واقعی آن بدست آید [۴]:

$$E = E^{\circ} - \eta_{conc} - \eta_{ohm} - \eta_{act} \quad (5)$$

جهت محاسبه توان پیل سوختی از روابط ذیل استفاده شده است:

$$i = 2Fz \quad (6)$$

$$I = iA \quad (7)$$

$$\dot{W}_{dc,sofc} = EI \quad (8)$$

در معادلات فوق z نرخ مولی هیدروژن در واکنش الکتروشیمیایی، A مساحت پیل سوختی، i چگالی جریان و F ثابت فارادی می باشد. جهت موازنه کلی سیکل می توان پس از نوشتن معادلات بقای جرم و انرژی در سیکل، از روابط ذیل استفاده گردد [۳]:

$$\eta_{th}^{cyc} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{total}} \quad (9)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{sofc,ac} + \dot{W}_{gen} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{sofc,ac} = \eta_{inver} \dot{W}_{sofc,dc} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{gen} = \eta_{gen} \dot{W}_{MTa} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{fuel,sofc} \times U_f \times LHV_{CH_4} + \dot{Q}_{Comb} \quad (13)$$

محاسبات انرژی مصرفی ساختمان

انرژی مصرفی مورد نیاز در ساختمان شامل کل انرژی های حرارتی، برودتی و الکتریکی ساختمان می باشد که سیکل مورد نظر قادر به تامین آن می باشد. گرمای بدست آمده از پیل سوختی و بازیاب ها می تواند در زمستان بار گرمایشی و آبگرم بهداشتی یک ساختمان با زیر بنای مشخص را تامین کرده و در فصل تابستان نیز از این گرمای تولید شده می توان جهت ایجاد برودت و تامین بار سرمایشی در یک چیلر جذبی آب گرم و همچنین تامین آب گرم بهداشتی ساختمان استفاده نمود. از انرژی الکتریکی تولید شده در ژنراتور و پیل سوختی نیز می توان جهت تامین بار الکتریکی ساختمان استفاده نمود.

نتیجه گیری

نرخ هوای ورودی و نسبت فشار کمپرسور دو پارامتر مهم و تاثیر گذار در عملکرد سیستم ترکیبی میکروتوربین گاز و پیل سوختی اکسید جامد می باشند. با افزایش نسبت فشار کمپرسور دمای پیل سوختی و توان خروجی از آن افزایش یافته و متعاقباً توان خروجی از میکروتوربین و در نتیجه راندمان کل سیکل نیز افزایش خواهد یافت. دبی هوا به علت اثر خنک کنندگی در پیل سبب کاهش دمای پیل، کاهش دمای شعله و افت راندمان کل سیکل می گردد. از لحاظ آلاینده‌گی نیز افزایش نسبت فشار باعث کاهش میزان



طراحی سیستم ذخیره ساز سرما برای یک ساختمان اداری در شهر اهواز و مقایسه آن با سیستم‌های سرمایشی مرسوم

شبنم منصوری^۱، وهاب مکاری زاده^۲، محسن جبار^۳، مصطفی نوری^۴

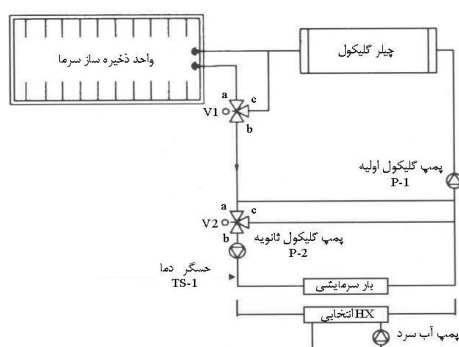
^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پژوهشگاه نیرو، shmansoori@nri.ac.ir

^۲ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پژوهشگاه نیرو، vmokarizadeh@nri.ac.ir

^۳ کارشناس ارشد انرژی، دفتر مدیریت مصرف توانیر؛ jabbar@tavanir.org.ir

^۴ کارشناس مهندسی مکانیک، دفتر مدیریت مصرف توانیر؛ mnoori@tavanir.org.ir

مبنای ذخیره‌سازی کامل و یا ذخیره‌سازی جزئی طراحی می‌شود. در شکل ۱ شماتیک یک سیستم ذخیره سازی نشان داده شده است.



شکل ۱ شماتیک سیستم ذخیره سازی [۲]

محاسبه ظرفیتهای چیلر و مخزن

برای تعیین ظرفیتهای چیلر و مخزن، پروفیل بار روز طراحی باید تعیین گردد و همچنین برای شروع طراحی تخمین اولیه انجام شده و سپس ظرفیتهای اصلاح می‌گردند [۳].

برای اهواز، دمای آب خنک خروجی از چیلر در حالت سرمایش ۶/۶۷ درجه سانتیگراد و دمای حباب خشک تابستانی ۴۶/۴ درجه سانتیگراد که وارد کندانسورهای هوایی می‌شود. همچنین دمای آب سرد خروجی از چیلر در حالت یخ سازی ۵/۶- درجه سانتیگراد در نظر گرفته می‌شود.

مشخصات ساختمان نمونه

منحنی بار یا پروفیل بار روزانه، بار سرمایی ساعت به ساعت را در یک دوره ۲۴ ساعته نشان می‌دهد. در سیستم‌های تهویه مطبوع رایج، انتخاب چیلرها برپایه حداکثر بار سرمایشی می‌باشد ولی برای سیستم‌های ذخیره‌سازی یخ، چیلرها بر اساس سرمایش مورد نیاز، منحنی بار روزانه و یک روش عملیاتی مشخص انتخاب می‌شوند.

یک ساختمان اداری در شهر اهواز برای به کارگیری سیستم ذخیره سازی یخ به صورت نمونه انتخاب شده است. ساعت کاری از ۸ صبح تا ۴ بعد از ظهر می‌باشد و پنج روز هفته روز کاری می‌باشد.

بار پیک سیستم ۳۹ تن تبرید است که در ساعت ۲ بعد از ظهر رخ می‌دهد، مجموع کلی بار سرمایشی سیستم ۳۰۲ تن-ساعت است و ضریب تنوع که نسبت بار متوسط به بار پیک سیستم است برابر با ۰/۸۶ می‌باشد. منحنی بار در شکل ۲ نمایش داده شده است.

چکیده

هدف از به کار گیری سیستم‌های ذخیره‌سازی سرما، کاهش پیک بار انرژی الکتریکی و یکنواخت نمودن مصرف برق در سیستم تهویه مطبوع و تبرید ساختمانها در طول ساعات شبانه‌روز می‌باشد. سیستم‌های ذخیره ساز عمدتاً شامل یک چیلر تراکمی زیر صفر، مخزن ذخیره ساز سرما، سیال عامل، مبدل حرارتی، پمپ‌ها و شیرهای سه راهه می‌باشند. این سیستم‌ها می‌توانند انرژی سرمایشی را توسط آب سرد، یخ یا نمک‌های تغییر فاز دهنده ذخیره نمایند. برای یک ساختمان اداری نمونه در شهر اهواز سیستم معمول شامل چیلر تراکمی هوا خنک، سیستم ذخیره سازی جزئی و سیستم ذخیره سازی کامل طراحی شده و عملکرد آنها مقایسه شده است. سیستم‌های ذخیره سازی با در نظر گرفتن اختلاف قیمت برق ساعات اوج بار و ساعات کم باری توجیه پذیری اقتصادی دارند، ولی نتایج نشان می‌دهند در مناطق جنوبی کشور ما نیز که مشکل پیک بار روزانه در آنها وجود دارد، سیستم‌های ذخیره سازی را می‌توان به عنوان راه حلی برای پیک سایه روزانه به کار برد.

کلمات کلیدی: سیستم ذخیره سازی سرما، جزئی، کامل، پیک بار روزانه

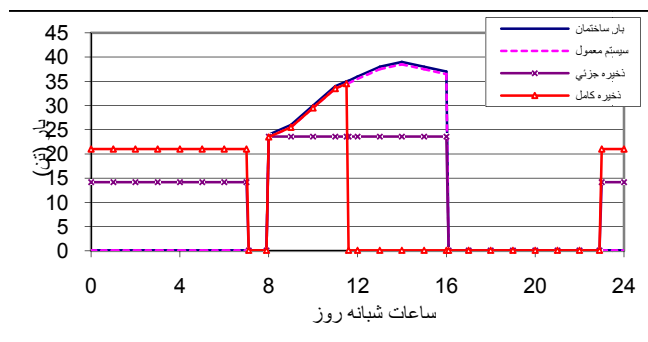
مقدمه

با توجه به گرمتر شدن هوا طی دو دهه اخیر و استفاده گسترده از تجهیزات سرمایشی موضعی و مرکزی در کشور پیک بار روزانه در تابستان بسیار قابل توجه شده است. سیستم‌های ذخیره سازی از بخشهای اساسی سیستم‌های مدیریت انرژی هستند و از راهکارهای مهم در حفظ و صرفه‌جویی انرژی می‌باشند که باعث ایجاد تعادل بین عرضه و تقاضای انرژی در یک بازه زمانی معین می‌گردند.

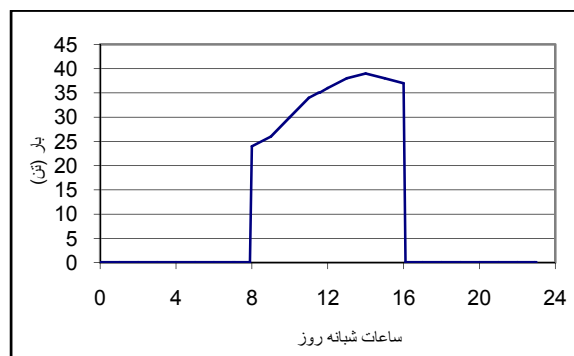
از راه‌حل‌های موجود، بالا بردن ضریب بار به کمک ذخیره‌سازی سرما می‌باشد. به این صورت که در ساعات کم باری که ساختمان نیاز به برودت کم دارد، سرمای تولید شده توسط سیستمهای برودتی به صورت یخ و یا آب سرد ذخیره‌سازی شده و در ساعات پر مصرف مورد استفاده قرار گیرد. به این طریق به جای این که چیلر براساس بار ماکزیمم برودتی خریداری گردد، چیلرهای با ظرفیت کمتر که در ساعات بیشتری از شبانه‌روز مورد استفاده قرار می‌گیرند نیازهای برودتی ساختمان را تامین می‌کنند [۱].

بررسی عملکرد سیستم‌های ذخیره سازی سرما

تکنولوژی ذخیره‌سازی سرما به طور گسترده‌ای در فرآیندهای تبرید صنعتی و تامین سرمایش مورد نیاز ساختمانهای مسکونی و تجاری مورد استفاده قرار می‌گیرد. استراتژی عملکردی سیستم‌های ذخیره ساز بر



شکل ۴ مقایسه عملکرد انواع سیستم‌های سرمایشی از نظر بار سرمایشی



شکل ۵ پروفیل بار روزانه برای ساختمان نمونه

بحث بر روی نتایج

برای تامین بار دو استراتژی ذخیره سازی کامل و ذخیره سازی جزئی با تقدم چیلر و با آرایش سری چیلر و مخزن در نظر گرفته شده و محاسبات انجام شده است.

در سیستم ذخیره سازی کامل سائیز چیلر بیش از ذخیره سازی جزئی و به اندازه ظرفیت سیستم مرسوم شده است ولی کمترین مصرف انرژی در پیک حرارتی را داراست. در در ساعات پیک حرارتی که از ۱۲ تا ۱۶ در نظر گرفته شده، مصرف سیستم صفر است.

در سیستم ذخیره سازی جزئی چیلر دارای کمترین مقدار و ظرفیت ذخیره سازی نیز از سیستم ذخیره سازی کامل کمتر است. در این سیستم مصرف انرژی چیلر در ساعات پیک حرارتی ۱۸/۹ درصد کمتر و ظرفیت چیلر ۲۲/۵ درصد در مقایسه با سیستم مرسوم کمتر است. هر چند در ساعات حوالی ۱۷ تا ۲۱ نیز بار ساختمان و بار روزانه کشور کم است و می‌توان ذخیره سازی انجام داد، کار کردن چیلر از ساعت ۲۳ به بعد این مزیت را دارد که از کاهش دمای خشک هوا در ساعات شبانه استفاده شده است.

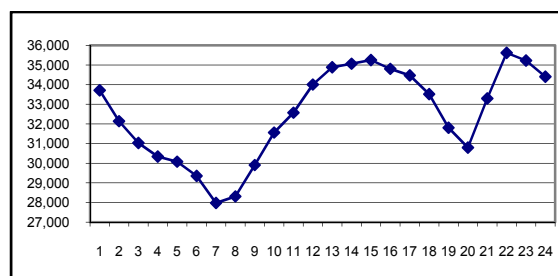
نتیجه‌گیری

با استفاده از بحث‌های ارائه شده می‌توان نتیجه‌گیری کرد که استفاده از سیستم‌های ذخیره سازی در کنار سیستم‌های معمول باعث کاهش پیک الکتریکی در طول ساعات پیک حرارتی در کشور می‌شود. مقدار این کاهش به استراتژی که برای ذخیره‌سازی انتخاب می‌شود، بستگی دارد. مصرف انرژی در سیستم ذخیره سازی در مقایسه با سیستم معمول بیشتر است ولی با ذخیره سازی می‌توان مصرف را مدیریت نمود. با ذخیره سازی کامل بیشترین کاهش در ساعات اوج بار اتفاق می‌افتد. هر چند در مقایسه با سیستم ذخیره سازی جزئی، نیاز به چیلر با ظرفیت بزرگتر و ذخیره سازی بیشتر می‌باشد.

مراجع

- 1- Dincer, I., 2002, "On Thermal Energy Storage Systems and Applications in Buildings", energy and Buildings 34 377-388.
- ۲- گزارش، " طراحی و نمونه سازی سیستم ذخیره سازی سرما"، گروه انرژی و مدیریت مصرف، پژوهشگاه نیرو، ۱۳۸۰.
- 3- Silvetti, B., "Application Fundamentals of Ice Based Thermal Storage", Ashrae Journal.
- 4-www.igmc.ir

انتخاب عملکرد نه تنها باید براساس پروفیل بار باشد، بلکه منحنی بار روزانه کشور نیز می‌تواند به عنوان معیار در نظر گرفته شود. بنابراین برای انتخاب ساعات شارژ و دشارژ مناسب و در نتیجه تعیین ظرفیت چیلر و مخزن ذخیره، دو پروفیل بار با یکدیگر مقایسه می‌شوند. در شکل ۳ منحنی بار روزانه برای روز طراحی که اول مرداد سال ۱۳۸۸ در نظر گرفته شده بر حسب مگاوات‌ساعت، رسم شده است [۴].



شکل ۳ منحنی بار روزانه کشور برای روز طراحی در سال ۱۳۸۸

با توجه به شکل ۲ در ساعت ۱۷ دیگر باری نیست و می‌توان شارژ مخزن را در این ساعت شروع کرد ولی منحنی بار روزانه کشور در این ساعت بالا است و بنابراین شارژ را باید به ساعات دیگر انتقال داد. همچنین از ساعت ۱۲ تا ۱۶ منحنی بار ساختمان در پیک خود قرار دارد و نیز منحنی بار کشور نیز در پیک است، بنابراین دشارژ مخزن باعث کاهش بار الکتریکی در ساختمان و همچنین سیستم تولید برق کشور خواهد شد.

مقایسه عملکرد انواع سیستم‌های سرمایشی

سیستم‌های معمول و سیستم‌های ذخیره سازی جزئی و کامل برای ساختمان نمونه انتخاب شده و در جدول ۱ و شکل ۴ ارائه شده اند.

جدول ۱ مقایسه انواع سیستم‌ها

ذخیره سازی کامل	ذخیره سازی جزئی	سیستم مرسوم	
۴۰	۳۱	۴۰	ظرفیت نامی چیلر (ton)
۱۷۵	۱۱۳/۳	۰	ظرفیت ذخیره سازی (ton/h)
۰	۲۳/۶	۳۹	بار در ساعات پیک (ton)
۰	۱۹۸/۴	۲۴۴/۸	مصرف انرژی چیلر در پیک حرارتی (kWh (ساعت ۱۲-۱۶)
۰	-۲۲/۵	۰	افزایش سائیز چیلر (%)
-۱۰۰	-۱۸/۹	۰	افزایش مصرف در ساعات پیک (%)



شبیه سازی عددی جریان هوا و ذرات معلق در یک فضای بسته

مرتضی یوسفی^۱، نیما عباس پور جنتانی^۲، سید محمد رضا سید جوادین^۳، سعید صادقی لقمجانی^۴^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی اصفهان، yousefi@me.iut.ac.ir^۲ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، موسسه فنی شاهرخی، nimal386@gmail.com^۳ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، m_javadein@yahoo.com^۴ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی اصفهان، eng_s_sadeghi@yahoo.com

۱- چکیده

در ساختمان‌های مدرن امروزی کیفیت هوای داخلی و الگوی جریان هوای اتاق از اهمیت بسزایی برخوردار است. در مطالعه حاضر دو پارامتر مهم یعنی الگوی جریان و غلظت ذرات معلق در فضای بسته مورد بررسی قرار گرفته است. ابزارهای موجود جهت تعیین و پیش بینی جریان هوای داخل ساختمان به دلیل اینکه جریان هوا در اتاق به صورت غیر هم دما، مغشوش، سه بعدی و ناپایدار است محدود می‌باشند. در این مطالعه مقایسه ای بین یک مدل عددی و یک مدل تجربی انجام شده است. داده‌های مربوط به سرعت جریان هوا، ویژگی‌های میدان جریان را توضیح می‌دهد. هشت گروه از ذرات با محدوده اندازه‌ای ۰/۱ تا ۱۰ میکرو متر مورد مطالعه قرار گرفته و وضعیت غلظت ذرات معلق و همچنین ماندگاری آنها در یک محفظه بررسی شده است.

کلمات کلیدی: دیدگاه لاگرانژی، نیروی براوونی، غلظت ذرات معلق، الگوی جریان، محیط داخلی.

۲- مقدمه

جهت تعیین و پیش بینی الگوی جریان هوای داخلی، دو ابزار مهم وجود دارد: اندازه گیری آزمایشگاهی و شبیه سازی عددی. غلظت ذرات معلق داخل یک اتاق بر کیفیت هوای داخلی به شدت موثر است. ذرات معلق می‌توانند توسط ساکنین محیط تنفس شده و استنشاق مکرر آنها می‌تواند موجب بروز بیماری شود. ویژگی‌های جریان هوای داخلی ساختمان و میزان دقت مورد نیاز برای تایید روش‌های اندازه گیری موجب شده است که در سالهای اخیر روش‌های جدیدی جهت بهبود الگوی جریان، کیفیت هوا و آسایش حرارتی معرفی شوند. برای رسیدن به درک بهتری از غلظت و انتشار ذرات در اتاق، مدلسازی‌های عددی مورد نیاز است. غالباً به دلیل ماهیت گسسته ذرات و کسر حجمی پایین آنها در فضای بسته دیدگاه لاگرانژی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱].

۳- مدلسازی

۳-۱- مدل سازی جریان

معادلات دیفرانسیلی حاکم بر فاز جریان سیال با استفاده تکنیک‌های عددی تبدیل به مجموعه ای از معادلات جبری می‌شوند. در کار حاضر از روش‌های عددی آپویند^۱ مرتبه دوم به منظور حل ترم‌های جابجایی و از روش اختلاف مرکزی که آن نیز دارای دقت مرتبه دو می‌باشد برای حل ترم پخش معادله حاکم بر جریان سیال استفاده شده است. برای حل کوپل میدان سرعت و میدان فشار الگوریتم سیمپل^۲ بکار گرفته شده است. از مدل

k-ε RNG به منظور حل معادلات اغتشاش بهره گرفته شده است. این مدل بیشتر برای شبیه سازی سه بعدی میدان جریان هوا استفاده می‌شود. مدل اغتشاش دو معادله ای نوع k-ε RNG از نظر محاسباتی بسیار موثر و کارآمد است و همچنین نتایج حاصل از این مدل نسبت به مدل‌های دیگری نظیر k-ε استاندارد و دیگر مدل‌های اغتشاش در توافق بهتری با داده‌های آزمایشگاهی قرار دارد. معادلات حاکم بر روی جریان سیال تراکم ناپذیر می‌تواند به صورت معادله (۱) تعریف شود. وقتی $\phi=1$ باشد معادله فوق تبدیل به معادله پیوستگی می‌شود [۲].

۲-۳- معادلات حرکت ذرات

در این کار به دلیل ماهیت گسسته ذرات و کسر حجمی پایین آنها در فضای بسته از دیدگاه لاگرانژی استفاده شده است. ژائنه و همکارانش^۳ در سال ۲۰۰۴ در مطالعاتی که انجام دادند به این نتیجه رسیدند که برای ذرات معلق داخل اتاق تنها نیروی درگ، نیروی براوونی و ثقل مهم هستند [۲] و [۳]. در این مطالعه نیز این سه نیرو بر حرکت ذرات اعمال شده است که به صورت معادله (۲) نوشته می‌شود. کسر غلظت ذرات در فضا نیز با معادله (۳) تعریف می‌شود.

۳-۳- شرایط مرزی و رفتار شبیه سازی عددی

شبیه سازی‌ها با نرم افزار فلوئنت^۴ انجام گرفته است. شرط مرزی در دریچه ورودی شرط سرعت ثابت و در خروجی فشار ثابت است. سرعت ذرات ورودی برابر با سرعت متوسط جریان سیال در موقعیت ذره و دمای ذره با دمای هوای اطرافش برابر می‌باشد. دانسیته ذرات برابر با $1.4 \times 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ و فرض می‌شود که ذرات در اولین برخورد با دیواره‌ها جذب می‌شوند.

۴- هندسه اتاق مدل

هندسه اتاق و شبکه با استفاده از نرم افزار گمبیت تولید شده است. همانگونه که در شکل (۱) ملاحظه می‌شود طول و عرض و ارتفاع اتاق به ترتیب برابر با $0.8 \times 0.4 \times 0.4 \text{ m}$ متر می‌باشد. دریچه‌های ورودی و خروجی هم اندازه بوده و ابعاد آنها $0.04 \times 0.04 \text{ m}$ متر است و موقعیت قرارگیری آنها برابر با $x=0, y=0.2, z=0.36$ برای دریچه ورودی و $x=0.08, y=0.2, z=0.36$ برای دریچه خروجی می‌باشد. سرعت ورودی هوا برابر با 0.225 m/s لحاظ شده است. دمای اتاق برابر با 27°C و اتاق ایزوترمال است [۳].

³ Zhae et. al.⁴ Fluent¹ Upwind² SIMPLE



۵- معادلات حاکم

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varphi) + \nabla \cdot (u\varphi) = \nabla \cdot (\Gamma_\varphi \nabla \varphi) + S_\varphi \quad (1)$$

$$\frac{du_{p,i}}{dt} = \frac{(u_i - u_{p,i})}{\tau} + n_i(t) + \frac{g_i(\rho_p - \rho)}{\rho_p} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{N_{in} - N_{out}}{N_{in}} \quad (3)$$

ملاحظه می شود سرعت هوا در بالای اتاق به دلیل قرار گرفتن دریچه ورودی بیشتر از سرعت در بخش پایینی اتاق می باشد. مدلسازی حرکت ذرات به ازای هشت گروه از ذرات به اندازه های ۰/۰۱، ۰/۰۳، ۰/۱، ۰/۳، ۱، ۳، ۵ و ۱۰ میکرومتر انجام گرفته است. با توجه نمودار (۳) سه ناحیه قابل تشخیص است. ناحیه ابتدایی که مربوط به ذرات با قطر کوچک است که با افزایش قطر در این ناحیه غلظت ذرات در فضا کاهش می یابد. در ناحیه میانی با افزایش قطر تغییر چندانی در غلظت ذرات در فضا دیده نمی شود و سرانجام در ناحیه انتهایی مجدداً با افزایش قطر ذره پارامتر غلظت افزایش می یابد.

۸- نتیجه گیری

با پیش روی در اتاق ملاحظه می شود که از بیشینه سرعت هوا در قسمت های بالایی اتاق کاسته شده و تغییرات چندانی در اندازه سرعت در بخش های پایینی مشاهده نمی شود. در تمام پروفیل های سرعت، سرعت در بخش پایینی اتاق تا اندازه ای منفی شده که نشان دهنده چرخش جریان در این ناحیه از اتاق می باشد. علت رفتار ذرات به شکل نشان داده شده در نمودار (۳) به این صورت قابل توجیه است که با کاهش قطر ذرات حرکت تصادفی این ذرات افزایش یافته و این پدیده باعث می شود که تعداد ذرات کمتری از اتاق خارج شده و بیشتر آنها در فضای اتاق باقی بمانند (ناحیه اول). در ذرات با قطر زیاد اثر حرکت براوونی بر روی آنها کاهش یافته و به دلیل نیروهای ثقلی تمایل کمتری به ماندن در مسیر جریان خروجی از اتاق از خود نشان می دهند و تعداد بیشتری از این ذرات در فضای اتاق باقی می ماند (ناحیه سوم). دسته ای از ذرات که دارای اندازه ای متوسط می باشند و نه نیروی براوونی و نه نیروی ثقلی بر آنها غالب نیستند. در این محدوده با افزایش و کاهش قطر ذره تغییر چندانی در غلظت آنها دیده نمی شود (ناحیه میانی).

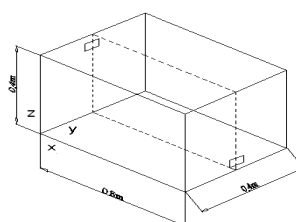
فهرست علائم

g	شتاب گرانشی (m/s^2)
$n(t)$	نیروی براوونی
N_i, N_{out}	تعداد ذرات ورودی به اتاق و خروجی از آن
S_φ	ترم منبع
u	بردار سرعت
ρ	چگالی (kg/m^3)
φ	بردار کلی سرعت
η	کسر غلظت
Γ_φ	ضریب انتشار

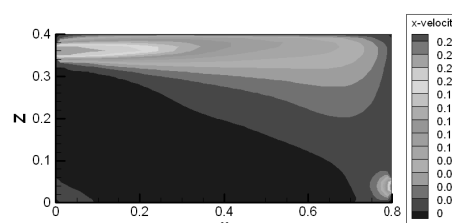
مراجع

- 1- Bernard, P. S., & Wallace, J. M. (2002). Turbulent flow: Analysis, measurement and prediction. New Jersey: Wiley.
- 2- Zhang, H., & Ahmadi, G. (2000). Aerosol particle transport and deposition in vertical and horizontal turbulent duct flow. Journal of Fluid Mechanics, 406, 55-80.
- 3- Alvin C.K. Lai, Fangzhi chen (2006). Modeling particle deposition and distribution in a chamber with a Two-equation Reynolds-averaged Navier-Stokes model. Journal of aerosol science.

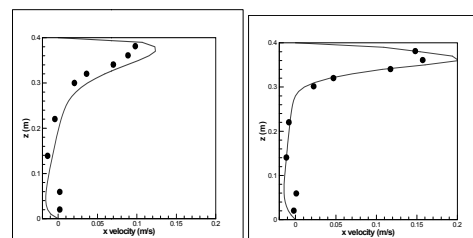
۶- شکل ها، نمودارها



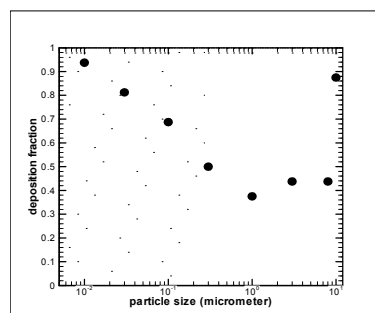
شکل ۱: هندسه اتاق



نمودار ۱: کانتور سرعت در جهت X صفحه مرکزی



نمودار ۲: نمودار مقایسه ای سرعت بر حسب ارتفاع بین روش عددی انجام گرفته و روش آزمایشگاهی به ترتیب از چپ به راست روی خطوط $X=0.2$ و $X=0.6$ متر (نقاط روی نمودار مربوط به روش آزمایشگاهی است)



نمودار ۳: نمودار کسر غلظت ذرات در فضا بر حسب اندازه ذرات

۷- نتایج و بحث

در صفحه مرکزی (شکل ۱) بر روی دو خط $X=0.2$ ، $X=0.6$ متر پروفیل سرعت جریان هوا در اتاق نمایش داده شده است (نمودار ۲). همانگونه که



CFD Analysis and Optimization of Swirl Air Diffusers a

B. Sajadi¹, A. Mohebbian², M.H. Saidi³

¹ Ph.D. Candidate, School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology; sajadi@mech.sharif.edu

² B.Sc. Student, School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology; ali.mohebbian@yahoo.com

³ Professor, School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology; saman@sharif.edu

Abstract

Geometric feature of air diffusers is one of the key parameters in uniform distribution of ventilation air in enclosed spaces. In this research, the airflow through vortex diffusers is investigated using computational fluid dynamics (CFD) and its geometric features are optimized through parametric study. The main design parameters are the angle of slots and the angle of swirl blades. The results show considerable improvement in diffuser efficiency when these angles are 55° and 32° respectively. This research and its results may be useful in getting better understanding about the airflow characteristics of this type of diffuser and in designing more efficient models.

Keywords: Swirl diffuser, CFD, Parametric Study, Optimization

Introduction

For turbulent type clean rooms, terminal devices with high diffusion performance are favorable to decrease the required airflow rate. Although swirl diffuser is generally assumed with high diffusion performance, its geometry has a great influence on its effectiveness [1]. Since 90s, computational fluid dynamics (CFD), as a powerful engineering tool, has been widely used to study various engineering problems and also to optimize the design parameters. In one of the most recent works, Hu [2] study the effect of specific twin vane on a performance of diffusers and on indoor air turbulence intensity. In this paper, a common form of swirl diffusers, shown in Fig. 1, has been investigated numerically through CFD. Also, the main geometric features of the diffuser have been optimized, based on the concept of scavenging performance. The results may be useful in design of more efficient diffusers.

Numerical Modeling

To evaluate the performance of swirl diffusers, a $300 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ standard diffuser has been investigated in a $3 \times 3 \times 3 \text{ m}$ cleanroom, as shown in Fig.2. The air flow governing equations have been solved on a hybrid collocated grid using Fluent 6.3 [3] as a solver. The pressure - velocity coupling has been established using SIMPLE algorithm and standard $k-\epsilon$ model has been implemented to resolve turbulence closure problem [4]. Using transient Eulerian-Eulerian [3] simulation of scavenging process, the performance of swirl diffuser has been investigated quantitatively.

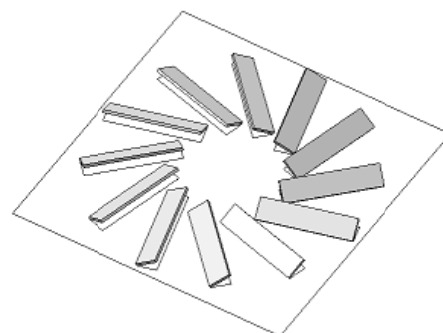


Fig.1: A schematic of a swirl diffuser

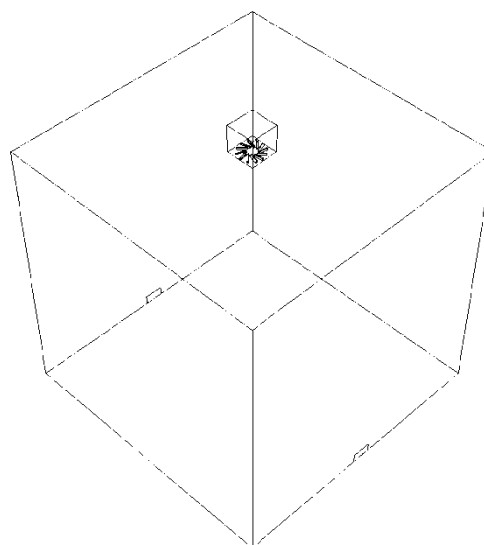


Fig.2: A schematic of a modeled cleanroom

3 Results

The effects of two main geometric features, including slot angle and blade angle have been investigated using parametric study. The results show that the turning blades are the main responsible for creation of swirling flow and for increment of mixing effect, as depicted in Fig.3 and 4. In addition the indoor air velocity is under 0.25 m/s in almost all part of the room which is favorable for thermal comfort [5]. However, as shown in Fig.4, there is an optimum value for the angle of blades leads to maximum diffusion performance. The optimum angle has been found as 32° , based on the modeling results. In addition, the optimum value for slot angle is found as 55° , however, its effect is not as important as, the blade angle.

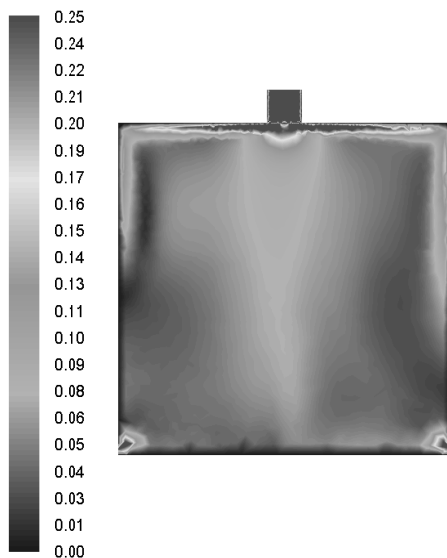


Fig.3: Airflow velocity distribution in the room

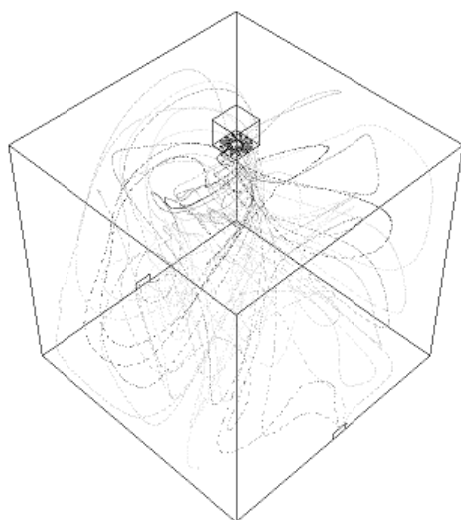


Fig.4: Stream traces in the modeled cleanroom

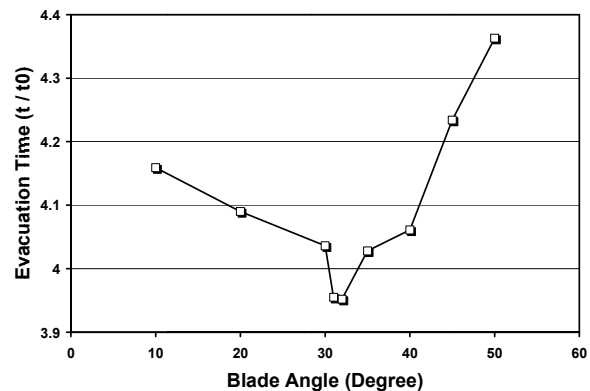


Fig.5: The effect of blade angle on diffuser performance

4 Conclusions

The results show that the turning blades are the most important geometric feature of the diffuser and their angle may be considered as the most critical design parameter. Based on the results, optimum blade angle is about 32° which leads to the highest scavenging effectiveness. In addition, the angle of slots also has an optimum value of 55° ; however its effect is not as important as the angle of blades.

References

- 1- Wang, S.K., "Handbook of Air Conditioning and Refrigeration", 2nd ed., McGraw-Hill, 2000.
- 2- Hu, S.C., "Airflow characteristics in the outlet region of a vortex room air diffuser", 2003, *Building and Environment*, Vol. 38, pp.553-61.
- 3- Fluent Inc., "Fluent 6.3 user's guide", Fluent Inc., 2006.
- 4- Versteeg, H.K., Malalasekera, W., "An introduction to computational fluid dynamics", Prentice Hall, 2007.
- 5- ASHRAE, "ASHRAE Fundamentals - chapter 33: Space air diffusion", ASHRAE, 2005.



طراحی سیستم تهویه سالن‌های صنعتی به کمک دینامیک سیالات محاسباتی

بهرنگ سجادی^۱، پدram حنفی‌زاده^۲، ابوالفضل ایرانی رهقی^۳، محمد حسن سعیدی^۴^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ sajadi@mech.sharif.edu^۲ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ hanafizadeh@mech.sharif.edu^۳ کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ abirani@mech.sharif.edu^۴ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ saman@sharif.edu

چکیده

تهویه اماکن صنعتی نیازمند ملاحظات خاص طراحی است. در این مقاله روشی مدون جهت طراحی این گونه سیستم‌ها ارائه شده و به عنوان نمونه طراحی سیستم تهویه سالن‌های مونتاژ خودرو مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی جهت بررسی جریان هوا در سالن و تعیین چیدمان بهینه دریچه‌های ورودی و خروجی بهره گرفته شده است. نتایج موجب درک بهتر اصول طراحی سیستم تهویه صنعتی شده و می‌تواند به مهندسان در طراحی بهینه سیستم تهویه و قابل اجرا در چنین محیط‌هایی کمک نماید. کلمات کلیدی: تهویه صنعتی، سالن مونتاژ، دینامیک سیالات محاسباتی

مقدمه

مشکلات طراحان و سازندگان تجهیزات تهویه صنعتی، در مقایسه با تهویه مطبوع خانگی و تجاری، بسیار پیچیده‌تر است. در تهویه صنعتی داشتن دانش کافی در مورد پیچیدگی‌های جریان هوا و انتقال حرارت ناشی از آن، شرایط پایا و گذرا، چالش‌های عملکرد سیستم، میزان آلاینده‌های داخل و خارج فضای مورد نظر و ... لازم و ضروری است [۱]. انجمن متخصصین بهداشت صنعتی آمریکا (ACGIH) و اتحادیه سلامت و ایمنی شغلی آمریکا (OSHA) متولیان اصلی برای تدوین استانداردها، آیین‌نامه و دستورالعمل‌های مرتبط با تهویه فضاهای صنعتی به شمار می‌آیند [۲]. در سال‌های اخیر سندلوسکی [۳] در سال ۲۰۰۰ سیستم حجم هوای متغیر را برای یک سایت خودروسازی در جنوب ایتالیا طراحی نمود و سعیدی و همکاران [۴] با استفاده از روشی نیمه تحلیلی و به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، روشی مدون برای طراحی سیستم تهویه سالن‌های صنعتی ارائه نمودند. در این مقاله طراحی سیستم تهویه سالنهای مونتاژ خودرو به عنوان نمونه‌ای از سالن‌های صنعتی ارائه شده است. طراحی به روش تحلیلی- تجربی انجام شده و از روش تحلیل عددی جهت تعیین چیدمان دریچه‌ها بهره گرفته شده است. طرح حاضر می‌تواند به عنوان روشی مدون جهت طراحی سیستم تهویه اماکن صنعتی مورد استفاده طراحان قرار گیرد.

روش طراحی

معادله حاکم بر تغییرات غلظت آلاینده‌ها در حالت پایا عبارت است از:

$$Q = \frac{C_e}{C_p} \dot{V} \quad (1)$$

تمام هوایی که توسط سیستم تهویه از محیط خارج می‌شود حاوی آلاینده نبوده و به هر حال مقداری هوای تمیز نیز به همراه هوای آلوده از محیط خارج می‌شود. بنابراین چنانچه طراحی سیستم تهویه تنها بر مبنای حجم

آلاینده تولیدی محاسبه گردد، تهویه محیط به خوبی صورت نگرفته و سطح آلودگی محیط به تدریج افزایش خواهد یافت. برای جبران این امر در طراحی سیستم‌های تهویه صنعتی از ضریبی به عنوان ضریب تهویه مؤثر جهت تعیین گذر حجمی مناسب استفاده می‌گردد. در این صورت گذر حجمی واقعی مورد نیاز جهت تهویه مؤثر محیط عبارت است از:

$$Q_e = KQ \quad (2)$$

که Q گذر حجمی محاسبه شده از رابطه (۱) و K ضریب تهویه مؤثر است. ضریب تهویه تابعی از نحوه توزیع هوای تهویه در محیط بوده و بین ۱ تا ۱۰ متغیر است.

اطلاعات اولیه

همان‌طور که از رابطه (۱) مشخص است، اطلاعات مورد نیاز گذر حجمی هوای تهویه عبارت است از:

۱. تعداد خودروی تولید شده
۲. گذر حجمی گازهای خروجی خودروها
۳. غلظت آلاینده‌ها در گازهای خروجی
۴. غلظت مجاز آلاینده‌ها در محیط کاری
۵. ضریب تهویه مؤثر

اطلاعات ۱ تا ۳ با داده برداری میدانی در ۲ سالن مونتاژ اندازه‌گیری شده و مقادیر آن در جداول ۱ تا ۳ خلاصه شده است. برای مشخص کردن غلظت مجاز آلاینده‌ها از استانداردهای سازمان بهداشت و ایمنی کار آمریکا (OSHA) و انجمن متخصصین بهداشت صنعتی آمریکا (ACGIH) استفاده شده و مقادیر مجاز برای آلاینده‌های مهم EUROII در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۱: میانگین تولید خودرو در سالن‌های مونتاژ ۲ و ۴

مونتاژ ۲	انواع پژو	۹/۳
	سمند	۲/۱
مونتاژ ۴	انواع پژو	۱۲/۴
	سمند	۴/۶

جدول ۲: سرعت و گذر حجمی گاز خروجی خودروها

نوع	دور موتور (RPM)	سرعت (m/s)	گذر حجمی (m ³ /min)
انواع پژو	۴۵۰۰	۱۲/۶	۱/۰۵
	۲۰۰۰	۴/۹	۰/۴۱
سمند	۴۵۰۰	۱۱/۹	۰/۹۹
	۲۰۰۰	۵/۲	۰/۴۳



جدول ۶: آرایش‌های مختلف دریچه‌های ورودی و خروجی

محل خروجی	محل ورودی	تعداد خروجی	تعداد ورودی
کف	سقف	۲	۲
کناره	سقف	۲	۲
کف	سقف	۲	۳
کناره	سقف	۲	۳
کف	سقف	۲	۴
کناره‌ها	سقف	۲	۴
کف	سقف	۲	۵
کناره‌ها	سقف	۲	۵
سقف و کناره	سقف	۴	۴
کف و کناره	سقف	۴	۴

جمع‌بندی

در این مقاله ضوابط طراحی برای سیستم تهویه سالن مونتاژ یک شرکت خودروسازی توسعه داده شده و تعداد تعویض‌های هوا بر ساعت به منظور کاهش میزان آلاینده‌ها و رساندن آن به سطح استاندارد با استفاده از روشی تحلیلی-تجربی محاسبه گردید. به منظور طراحی شبکه کانال کشی و یافتن چیدمان بهینه دریچه‌های ورودی و خروجی هوا از دینامیک سیالات محاسباتی بهره گرفته شد. این چیدمان الگوی جریانی منظم را در محیط ایجاد می‌نماید تا از ایجاد اغتشاشات جلوگیری شده و آلاینده‌ها با کمترین انتشار در محیط و از نزدیکترین جای ممکن به محل تولید از محیط کار خارج گردند. در طراحی و انتخاب چیدمان دریچه‌ها نکات اقتصادی نیز لحاظ شده و در نهایت نشان داده شد که انتخاب چهار دریچه ورودی از سقف به همراه دو دریچه خروجی در کناره‌های سالن برای ایجاد الگوی جریان مناسب در محیط از نقطه نظر هزینه‌های ساخت و محدودیتهای اجرایی نیز مقرون به صرفه بوده و قابل اجرا است. نتایج منجر به درک بهتر اصول طراحی سیستم تهویه برای مکان‌های صنعتی و بطور خاص سالن‌های مونتاژ خودرو گردیده و می‌تواند به مهندسان در طراحی سیستم تهویه بهینه و قابل اجرا در چنین محیط‌هایی کمک نماید.

تقدیر و تشکر

تحقیق حاضر به عنوان بخشی از پروژه اینترشیپ در شرکت ایران خودرو انجام شد. مولفین از همکاری و پیشنهادات پرسنل محترم سالن‌های مونتاژ ۲ و ۴ شرکت، به ویژه آقای مهندس پیمان رجبی، کمال تشکر را دارند.

مراجع

- 1- Goodfellow, H., Tähti, E., "Industrial Ventilation Design Guidebook", Academic Press, 2001.
- 3- ACGIH, "Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice", ACGIH, 1986.
- 3- Sandelewski, A., "Innovative HVAC Solutions for an Automotive Plant in Southern Italy", 2000.
- 4- Saidi, M.H., Saidi, M.S., Sajadi, B., Hanafizadeh, P., Irani R., A., "Ventilation System Design for Automobile Assembly Shops", ISME2009, 2009.

جدول ۳: متوسط غلظت آلاینده‌ها در گازهای خروجی خودروها

آلاینده	CO	CO2	HC
غلظت (ppm)	۵۰۰۰	۱۵۰۰۰	۲۰۰

جدول ۴: غلظت مجاز آلاینده‌های مهم EUROII

آلاینده	CO	CO2	HC
غلظت (ppm)	۵۰	۵۰۰۰	۳۰۰

هرچند تعیین دقیق ضریب تهویه موثر امکان‌پذیر نبوده و به تجربه مهندس طراح بستگی دارد، اما مقدار آن در درجه اول به محل دریچه‌های خروجی هوا بستگی دارد به نحوی که محل دریچه‌های خروجی باید حتی‌الامکان در نزدیکی محل تولید آلاینده‌ها قرار داشته باشد. با توجه به اینکه محل تولید آلاینده‌ها در سالن‌های مونتاژ ثابت نبوده و در سطح سالن پراکنده است، لذا حتی با انتخاب چیدمان مناسب باز هم مقدار ضریب تهویه نسبتاً بالا خواهد بود. در نتیجه با توجه به چیدمان در نظر گرفته شده، که در ادامه ارائه می‌گردد، مقدار ضریب تهویه موثر برابر ۶ در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به مجموعه مباحث مطرح شده، میزان گذر حجمی هوای تهویه برای سالن‌های مونتاژ ۲ و ۴ در جدول ۵ خلاصه شده است. از آنجا که عامل اصلی تولید آلاینده در هر دو سالن مونتاژ خودروهای تعمیراتی است، نتایج حاصل برای هر دو سالن تقریباً یکسان می‌باشد.

جدول ۵: گذر حجمی هوای تهویه برای سالن‌های مونتاژ ۲ و ۴

سالن مونتاژ	کل آلاینده تولیدی (m ³ /hr)	گذر حجمی هوای تهویه (m ³ /hr)
شماره ۲	۱۹۲	۱۵۹۰۰۰
شماره ۴	۱۹۵	۱۶۱۰۰۰

مدلسازی عددی

برای رسیدن به چیدمان بهینه دریچه‌های ورودی و خروجی کد دینامیک سیالات محاسباتی ۲ بعدی توسعه داده شد و الگوی جریان در مقطع سالن در حالت‌های مختلف ارزیابی گردید. کد فوق بر پایه روش حجم محدود شبکه متمرکز بنا شده و از الگوریتم SIMPLEC جهت برقراری کوپلینگ بین سرعت و فشار در معادلات گسسته شده بهره گرفته است. مدلسازی توربولانس با استفاده از مدل k-ε استاندارد انجام شده و در نزدیک دیوار از تابع دیوار استاندارد استفاده شد. با استفاده از کد فوق، جریان هوای تهویه در سطح مقطع سالن با چیدمان‌های مختلف ورودی و خروجی مدل شده و الگوی جریان مورد ارزیابی قرار گرفت. در جدول ۶ آرایش‌های مختلف مورد بررسی ارائه شده است.

نتایج حاصل از مدلسازی عددی نشان می‌دهد:

۱. الگوی جریان برای دریچه‌های خروجی در کف و در کناره‌ها تقریباً یکسان است. از آنجا که ساخت و نصب دریچه‌های خروجی در کف نیازمند تخریب سالن و صرف هزینه قابل توجه است، بنابراین کناره‌های سالن به عنوان محل خروج آلاینده‌ها در نظر گرفته می‌شود.
 ۲. چهار دریچه ورودی بهترین توزیع سرعت، فشار و شدت آشفستگی را در مقطع سالن ایجاد می‌کند.
- با توجه نکات ذکر شده و ملاحظات اقتصادی، چهار دریچه ورودی و دو دریچه خروجی در کناره‌ها به عنوان چیدمان نهایی در نظر گرفته می‌شود.



بررسی تاثیر حرکت انسان بر الگوی جریان در فضاهای تمیز

جابر اسلامی^۱، بهرنگ سجادی^۲، محمد حسن سعیدی^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ jaberlami@mech.sharif.edu

^۲ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ sajadi@mech.sharif.edu

^۳ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف؛ saman@sharif.edu

چکیده

در دنیای امروز با توجه به کاربردهای فراوان فضاهای تمیز در صنایع مختلف و با توجه به پیشرفت صنایع کامپیوتری نیاز روز افزونی به تحقیق و توسعه در این زمینه احساس شده است تا به وسیله آن بتوان پراکندگی و توزیع ذرات در اتاق تمیز را پیش بینی کرد. در این تحقیق اثر حرکت یک انسان در یک اتاق نمونه به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است و در آن از روش CFD و مدل آشفتگی k-ε RNG استفاده شده است. مقایسه نتایج حاصل از مدل فوق با داده‌های آزمایشی موجود نشان دهنده کارایی مناسب آن در مدلسازی چنین جریان‌هایی بوده و لذا در ادامه از آن جهت بررسی تأثیر متغیرهای طراحی بر توزیع جریان استفاده شده است. نتایج بررسی نشان دهنده ایجاد مناطق چرخشی حول انسان می‌باشد که تله‌ای برای ذرات آلوده کننده دور انسان ایجاد می‌کند. در انتها پیشنهاداتی جهت کاهش اثرات حرکت فرد در اتاق ارائه شده است.

کلمات کلیدی: فضای تمیز، شبکه دینامیکی، مدلسازی عددی، حرکت انسان، مدل آشفتگی k-ε RNG

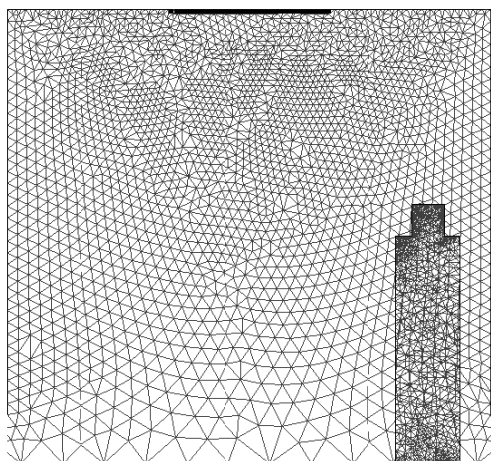
مقدمه

طی سال‌های گذشته، جریان هوا در اتاق‌های تمیز به دلیل نقشی که در تأمین و تضمین سلامت افراد ایفا می‌کند، به طور گسترده مورد توجه قرار گرفته است. کیفیت هوای داخل اثر بسزایی بر کیفیت فضاهای تمیز می‌گذارد. اتاق‌های تمیز در تأمین فضای کار مناسب برای بسیاری از صنایع نظیر صنایع پزشکی، داروسازی، الکترونیک و نیروگاه‌های هسته‌ای نقش اساسی ایفا کرده و لذا پیش بینی جریان هوای داخل و انتقال حرارت و آلاینده‌ها، اطلاعات مهمی در اختیار مهندسان طراح می‌گذارد. بدین وسیله مهندسان قادر خواهند بود طرح بهینه سیستم تعویض هوا را ارائه نمایند. در سال‌های اخیر مطالعه عددی و آزمایشی جریان در چنین فضاهایی به طور گسترده مورد توجه محققین قرار گرفته است. با افزایش قدرت سخت‌افزارهای رایانه‌ای، استفاده از روش‌های عددی در این مطالعات به دلیل قدرت عمل، انعطاف‌پذیری و نیز حجم بالای اطلاعات قابل دستیابی، کاربرد روزافزونی یافته است. با وجود حجم بالای مطالعات قبلی در این زمینه، اغلب این تحقیقات فاقد رویکرد لازم جهت طراحی مهندسی هستند [۴]. لیگ و همکاران [۵، ۶] با مطالعه عددی تخلیه آلاینده‌ها از محیطی دو بعدی و استفاده از مفهوم کارایی تهویه نشان دادند که می‌توان با مکان‌یابی دقیق دریچه‌های ورودی و خروجی، به بهبود چشمگیری در کارایی سیستم تهویه دست یافت. هانگ و چنگ [۷] از مدلسازی عددی به منظور تعیین اثر نوع دریچه‌های خروجی بر کارایی تهویه اتاق تمیز استفاده

کرده و در سال ۲۰۰۸ مندز و همکاران [۸] روش مشابهی را جهت بهبود طراحی فضایی بیمارستانی بکار بردند. آنها همچنین تأکید کردند که دستیابی به معیاری عمومی برای طراحی این گونه فضاها به دلیل پیچیدگی و تأثیر قابل توجه موانع داخلی بر جریان، بسیار مشکل است. گن [۹] از روش‌های CFD برای ارزیابی اثر سیستم‌های مختلف هوای ورودی بر روی توزیع هوای داخل و راحتی حرارتی و اثر تهویه روی کیفیت هوای داخل استفاده کرد. چان و رنکین [۱۰] مطالعات تجربی و عددی برای ارزیابی بازده تهویه برای یک اتاق نمونه انجام دادند، آنها بیشتر مطالعات خود را روی فاصله نسبی بین محل رفت و برگشت متمرکز کردند. هین و کلینستریر [۱۱] با استفاده از روش‌های CFD برای یک اتاق نمونه، اثر پخش آلودگی دی اکسید کربن در جهت‌های مختلف را بررسی کردند. یکی از موارد مهم در تحلیل فضاهای تمیز تاثیر حرکت افراد بر کیفیت هوا در چنین فضاهایی است که در تحقیقات قبلی کمتر به آن پرداخته شده است. در این تحقیق به بررسی نقش حرکت انسان در فضای داخلی و تاثیر آن بر توزیع جریان با استفاده از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی و مش دینامیکی پرداخته شده است.

مدل فیزیکی

شکل ۱ مدل فیزیکی مورد بررسی را نشان می‌دهد. ابعاد اتاق ۳ متر در ۳ متر بوده و شخص با سرعت ۰/۱ تا ۰/۵ متر بر ثانیه در آن حرکت می‌کند. دریچه ورودی سیستم تهویه در قسمت بالایی سقف قرار داشته و خروجی‌های آن در دو طرف است.



شکل ۱: نمونه اتاق تمیز مورد بررسی



مدل عددی و استفاده از روش شبکه دینامیکی

حرکت انسان به وسیله شبکه دینامیکی در شبیه سازی مدل شده است و این مدل می‌تواند مشکل شرایط مرزی را برای حرکت انسان حل کند. در این روش خود شبکه حرکت کرده و مکان مرزها در هر بازه زمانی با توجه به مکان قبلی مرزها و سرعت متحرک، جابه‌جا می‌شود. روش فوق شامل تابعی است که با تعدیل کردن شبکه بندی و دوباره ایجاد کردن آن، روش مناسبی برای حرکت دادن انسان در اتاق فراهم می‌آورد. زمانی که فرد ساکن است، معادلات حاکم بر جریان عبارت است از:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho U\phi - \Gamma \nabla \phi) = S \quad (1)$$

که در آن $\square$ چگالی و $\square$ متغیر وابسته، U بردار سرعت، S ترم منبع و $\square$ ضریب پخش موثر است. در مدل شبکه دینامیکی برای حجم کنترلی از مرزهای متحرک، معادلات حاکم به صورت زیر توسعه داده می‌شود:

$$\frac{d}{dt} \int \rho\phi dV + \int \rho\phi(U - U_g) \cdot dA = \int \Gamma \nabla \phi \cdot dA + S \quad (2)$$

که در آن:

$$\frac{d}{dt} \int \rho\phi dV = \frac{(\rho\phi V)^{n+1} - (\rho\phi V)^n}{\Delta t} \quad (3)$$

که U_g سرعت مرزها، dV مرز حجم کنترل و n و $n+1$ نیز بازه‌های زمانی است. حل معادلات فوق با استفاده از نرم‌افزار نرم افزار Fluent 6.3 برای سرعت‌های مختلف حرکت فرد انجام شده است.

نتیجه گیری

در این مقاله از روش شبکه دینامیکی جهت مدل کردن حرکت یک انسان در فضاهای تمیز برای مشاهده الگوهای جریان و کانتورهای فشار استفاده شد. این مقاله به طور ویژه روی حرکت یک انسان در فضاهای تمیز متمرکز شده است ولی در حالت واقعی حرکت‌های متفاوت انسان روی مشخصات توزیع جریان در فضاهای تمیز تاثیر می‌گذارد که این اثرات بر روی کیفیت هوای داخل قابل بررسی است. نتایج این تحقیق به طور خلاصه عبارت است از:

- ۱- اثر حرکت انسان در فضاهای تمیز در توزیع جریان هوای داخل و کیفیت هوای داخل قابل نظر نیست.
- ۲- در مجموع توزیع جریان هوای داخل که شامل سرعت و فشار می باشد به وضوح تحت تاثیر حرکت انسان قرار دارد.

۳- حرکت انسان توزیع غلظت را در فضاهای تمیز به طور غیر یکنواخت در می‌آورد و توزیع غلظت بیشتری در محدوده حرکت انسان مشاهده می‌شود.

مراجع

- 1- Chung, K.C., "Three-dimensional analysis of airflow and contaminant particle transport in a partitioned enclosure", 1999, Building and Environment, Vol.34, pp.7-17.
- 2- Chow, T.T., Yang, X.Y., "Performance of ventilation system in a non-standard operating room", 2003, Building and Environment, Vol.38, pp.1401-11.
- 3- Rui, Z., Guangbei, T., Jihong, L., "Study of biological contaminant control strategies under different ventilation models in hospital operating room", 2008, Building and Environment, Vol.43, pp.793-803.
- 4- Sajadi, B., "Numerical and experimental investigation of obstacle effects on the particle dispersion and deposition in conventional cleanrooms", Ph.D. thesis proposal, 2008.
- 5- Lage, J.L., Bejan, A. and Anderson, R., "Efficiency of transient contaminant removal from a slot ventilated enclosure", 1991, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol.34, pp.2603-2615.
- 6- Lage, J.L., Bejan, A. and Anderson, R., "Removal of contaminant generated by a discrete source in a slot ventilated enclosure", 1992, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol.35, pp.1169-1180.
- 7- Hung, K.S. and Cheng, C.H., 2002, "Experimental and numerical study of three-dimensional flow field in a TFT-LCD fluoride coating machine", Proceeding of 8th International Conference Air Distribution in Rooms, Denmark.
- 8- Mendez, C. et al., "Optimization of a hospital room by means of CFD for more efficient ventilation", 2008, Energy and Buildings, Vol.40, pp.849-54.
- 9- Gan G., "Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics", 1995, Energy and Buildings, Vol.23, pp.83-93.
- 10- Chung, I.P., Rankin D., "Using numerical simulation to predict ventilation efficiency in a model room", 1998, Energy and Buildings, Vol.28, pp.43-50.
- 11- Lee, H., Awbi, H.B., "Effect of internal partitioning on indoor air quality of rooms with mixing ventilation-basic study", 2004, "Building and Environment", Vol.39, pp.127-41.



شبیه سازی عددی کنترل دود ناشی از آتش سوزی در تونل‌های مجهز به سیستم تهویه مکانیکی

سید مصطفی حسینی پور^۱، فریدون محمدی^۲، محمد خیاط^۳^۱دانشیار، دانشگاه علم و صنعت ایران، alipor@iust.ac.ir^۲کارشناس ارشد، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، feraydoon.mohammadi@gmail.com^۳کارشناس ارشد، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، Zhian62@yahoo.com

قانون مقیاس گذاری

ویژگی های کلی جریان ایجاد شده به وسیله نیروی شناوری مستقل از مقیاس مدل است. بر اساس تشابه دینامیکی عدد بدون بعد فرود (نسبت نیروی اینرسی به نیروی شناوری) در مدل و مقیاس کامل ثابت می ماند. که بر این اساس خواهیم داشت:

$$Fr = \frac{V_M^2}{gL_M} = \frac{V_F^2}{gL_F} \quad (۱)$$

g: شتاب گرانش زمین

V و L به ترتیب مشخصه سرعت و طول و M و F به ترتیب معرف مدل و مقیاس کامل هستند [۲].

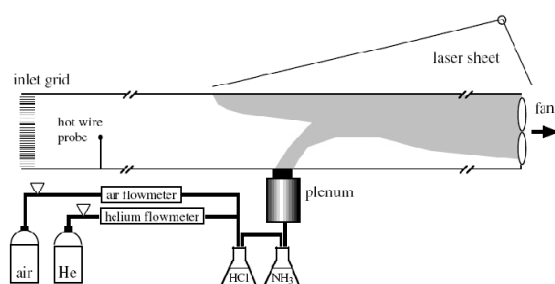
رابطه های مقیاسی برای سرعت و نرخ آزاد سازی گرما [۳]:

$$Q_M = Q_F \left(\frac{L_M}{L_F} \right)^{5/2} \quad (۲)$$

$$V_M = V_F \sqrt{\frac{L_M}{L_F}} \quad (۳)$$

یک نمونه آزمایش مقیاس کوچک:

شکل شماره ۲ طرح شماتیکی از یک مدل آزمایشگاهی را نشان می دهد. مدل تونل دارای ۱۰ متر طول، ۰/۵ متر عرض و ۰/۲۵ متر ارتفاع است [۴].



شکل ۲: مدل آزمایشگاهی برای کنترل طولی دود

هشت آزمایش با شرایط شناوری مختلف در رنج وسیعی از نرخ آزادسازی گرما (۱۰ kW الی ۰/۱) انجام گرفته است. برای هر آزمایش قطر نازل، چگالی آزادسازی شناوری و نرخ جریان بر اساس مدل نیمه تجربی پیشنهاد شده توسط O. Me'gret, O. Vauquelin [۵] برای آتش سوزی تونلی به دست آمده اند. ویژگی های هشت منبع شناوری مختلف در جدول ۱ آمده اند [۶]. به جای استفاده از مدل های احتراق اثرات آتش سوزی را شبیه سازی کرده اند [۶].

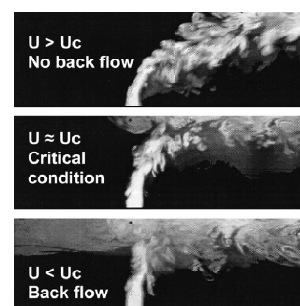
چکیده

سیستم تهویه دقیق برای کنترل کردن حرکت طولی دود ناشی از آتش سوزی در تونل ضروری است. در این مقاله به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) چگونگی گسترش دود و آتش سوزی در فضای بسته مدل کوچک شده تونل با مقیاس کاهش $\frac{1}{20}$ مجهز به سیستم تهویه مکانیکی شبیه سازی شده است و اثر پارامترهای نرخ آزادسازی گرما و قطر منبع آتش سوزی بر روی سرعت تهویه بحرانی بررسی شده و در نهایت نتایج شبیه سازی با نتایج آزمایشی موجود مقایسه شده اند.

کلمات کلیدی: تونل، انتشار دود، شبیه سازی عددی، نرخ آزاد سازی گرما

مقدمه

شرایطی را که به علت یک حادثه قطار باید متوقف شود و مسافری نیز باید قطار و تونل را ترک کنند و از طریق کانال های خروجی از ایستگاه خارج شوند، را شرایط اضطراری می گویند. در شرایط اضطراری دود و گازهای ناشی از احتراق به دلیل سمی بودن آنها موجب بیهوشی و مرگ مسافرین می شوند و ذرات معلق نیز دید مسافرین را کاهش می دهند. مسافتی که دود و گازهای سمی ناشی از احتراق به سمت بالادست جریان طی می کنند را backlayering می گویند. کمترین سرعت تهویه طولی برای جلوگیری کردن از حرکت دود و گازهای سمی ناشی از احتراق به سمت بالادست جریان و تشکیل backlayering را سرعت تهویه بحرانی گویند [۱] (شکل ۱).



شکل ۱ الگوهای جریان برای کنترل طولی دود

محققین زیادی از حدود ۵۰ سال پیش به دلیل گسترش تونل های زیر زمینی در اکثر نقاط جهان مطالعه سیستم تهویه شرایط عادی و اضطراری این گونه محیط ها را شروع کرده اند.

روش های محاسبه سرعت تهویه بحرانی:

برای محاسبه سرعت تهویه بحرانی می توان از روش های آزمایش مقیاس کامل، آزمایش مقیاس کوچک، روش های عددی (دینامیک سیالات محاسباتی) و روابط تجربی موجود استفاده کرد.



جدول ۱: ویژگی‌های مربوط به چشمه‌های شناوری استفاده شده در آزمایشات

Source number	Source diameter D (mm)	Source flow rate Q (l/min)	Source density ρ (kg/m ³)	Heat release rate P (W)	Dimensionless heat release rate
1	27	45.3	0.7258	105	0.0015
2	35	85.8	0.6867	215	0.0031
3	40	118.6	0.6664	309	0.0045
4	49	193.1	0.6353	532	0.0077
5	64	361.0	0.5943	1 068	0.0155
6	83	651.1	0.5547	2 052	0.0298
7	123	1 523.9	0.4961	5 238	0.0761
8	166	2 809.6	0.4532	10 246	0.1488

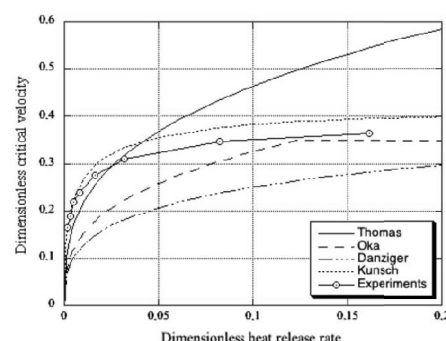
نتیجه‌گیری

چون روابط تجربی ارائه شده برای محاسبه سرعت تهویه بحرانی بر مبنای تعداد محدودی آزمایش مقیاس کوچک و بزرگ به دست آمده اند نتایج آنها در کل سناریوهای آتش سوزی و همه شرایط هندسی دقیق نمی باشند و روش های آزمایشات مقیاس کوچک و بزرگ پرهزینه و وقت گیر هستند اما هندسه های پیچیده با شرایط مرزی مختلف را می توان به کمک روش دینامیک سیالات محاسباتی در کمترین زمان و با کمترین هزینه شبیه سازی کرد و سرعت تهویه بحرانی را محاسبه کرد. در این مقاله اثر پارامترهای مختلف همچون نرخ آزادسازی گرما و قطر چشمه آتش سوزی بر روی سرعت تهویه بحرانی بررسی شده است.

مراجع

- ۱- سید مصطفی حسینی پور، فریدون محمدی، ۱۳۸۸، شبیه سازی عددی پخش دود در تونل مترو"، دومین کنفرانس بین المللی پیشرفتهای اخیر در مهندسی راه آهن.
- 2- Jae Seong Roh, Hong Sun Ryou, Dong Hyeon Kim, Woo Sung Jung, Yong Jun Jang., 2007, "Critical velocity and burning rate in pool fire during longitudinal ventilation", *Tunnelling and Underground Space Technology*, Vol. 22, pp. 262-271.
- 3- SP Swedish National Testing and Research Institute., 2006, Model Scale Tunnel Fire Tests
- 4- Olivier Vauquelin., 2008, "Experimental simulations of fire-induced smoke control in tunnels using an "air-helium reduced scale model": Principle, limitations, results and future", *Tunnelling and Underground Space Technology*, Vol. 23, pp. 171-178
- 5- O. Me'gret, O. Vauquelin., 2000, "A model to evaluate tunnel fire characteristics", *Fire Safety Journal*, Vol. 34, pp. 393-401.
- 6- O. Vauquelin., 2005, "Parametrical study of the back flow occurrence in case of a buoyant release into a rectangular channel", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 29, pp. 725-731.
- 7- Mo'nica Galdo Vega, Katia Mari'a Argu'elles Di'az, Jesu's Manuel Fern'andez Oro, Rafael Ballesteros Tajadura, Carlos Santolaria Morros., 2008, "Numerical 3D simulation of a longitudinal ventilation system: Memorial Tunnel case", *Tunnelling and Underground Space Technology*, Vol. 23, pp. 539-551.

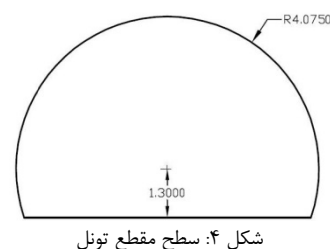
شکل شماره ۳ سرعت تهویه بحرانی را به صورت تابعی از نرخ آزاد سازی گرما برای هشت آزمایش فوق نشان می دهد.



شکل ۳: سرعت بحرانی به صورت تابعی از نرخ آزاد سازی گرما

شبیه سازی CFD:

در این مقاله شبیه سازی عددی هشت آتش سوزی با نرخ آزاد سازی گرمای مختلف (جدول ۱) برای مدل تونل آزمایش فوق به کمک دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) انجام گرفته و نتایج شبیه سازی با نتایج آزمایشگاهی (شکل ۳) معتبرسازی شده اند. سپس همین شبیه سازی ها را برای مدل تونلی از متروی تهران انجام گرفته است. شکل شماره ۴ سطح مقطع تونل های متروی تهران را نشان می دهد.



شکل ۴: سطح مقطع تونل

محاسبات به وسیله پکیج نرم افزار فلوئنت ۶.۳^۱ انجام می شود. این نرم افزار از روش حجم محدود برای حل معادلات سه بعدی ناویر استوکس استفاده می کند. مدل توربولان SST k- ω استفاده شد. به دلیل پیچیدگی مدل های احتراق و عدم دقت بالای آنها در اکثر شبیه سازی آتش سوزی های تونلی (بالستروس^۲ و همکارانش، ۲۰۰۶، مودیک^۳، ۲۰۰۳)

^۱ FLUENT v.6.3

^۲ Ballesteros

^۳ Modic



مطالعه تجربی جریان‌های داخلی به روش سرعت‌سنجی ذرات (PIV)

الهام کیایی جمالی^۱، نیلوفر سعیدی^۲، بهرنگ سجادی^۳، محمد ضابطیان طرقي^۴، محمد حسن سعیدی^۵

^۱ دانشجوی کارشناسی، دانشگاه صنعتی شریف؛ e.kiaei@gmail.com

^۲ دانشجوی کارشناسی، دانشگاه صنعتی شریف؛ n_saeidi@sharif.edu

^۳ دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی شریف؛ sajadi@mech.sharif.edu

^۴ دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی شریف؛ zabetian@mech.sharif.edu

^۵ استاد، دانشگاه صنعتی شریف؛ saman@sharif.edu

چکیده

در این مقاله جریان هوا در فضاهای بسته به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفت. به این منظور مدلی با اندازه کوچک ساخته شده و جریان هوا در آن با استفاده از روش سرعت‌سنجی تصویری ذرات (PIV) در سرعت‌های ورودی مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت. در ادامه با استفاده از داده‌های بدست آمده دقت مدل‌های مختلف آشفتگی در مدلسازی جریان‌های داخلی در فضاهای بسته بررسی گردید. نتایج حاصل نشان داد که در مدلسازی این گونه جریان‌ها مدل آشفتگی RNG- $k-\epsilon$ نسبت به مدل $k-\epsilon$ استاندارد دارای دقت بالاتری بوده و لذا می‌توان از آن به منظور مدلسازی عددی و طراحی سیستم توزیع هوا بهره گرفت.

کلمات کلیدی: جریان داخلی، روش سرعت سنجی ذرات (PIV)، بررسی تجربی، مدل‌های آشفتگی

مقدمه

کیفیت هوای داخل (IAQ) در فضاهای بسته امروزه بسیار مورد توجه قرار گرفته است چرا که بر سلامتی افراد ساکن در ساختمان و بر بهینه‌سازی مصرف انرژی تأثیر بسزایی دارند. کیفیت هوای داخل (IAQ) نه تنها به میزان یکنواختی دما و سرعت هوا بستگی دارد، بلکه به حرکت هوا و فرکانس غالب تغییرات جریان هوا نیز وابسته است. این پارامترهای محیطی که تأثیر قابل توجهی بر کیفیت و مطلوبیت هوا دارند، با سیستم تهویه ساختمان کنترل می‌شوند. بنابراین هدف سیستم تهویه ساختمان معمولاً علاوه بر تأمین گرمایش یا سرمایش ساختمان، تهیه هوای تازه و خارج کردن آلودگی‌ها با کیفیت مناسب است.

پیش‌بینی دمای مطلوب و کیفیت هوای داخل برای هر موقعیت خاص، کار سختی است. با وجود اینکه حل‌های عددی برای حل مشکلات مربوط به چگونگی پخش هوا و یا پراکندگی ذرات آلاینده و جابجایی آنها روش مناسبی به نظر می‌رسد، اما نیاز به مطالعات تجربی و آزمایشی برای تأیید و اطمینان از صحت این‌گونه حل‌ها انکارناپذیر است.

هدف از انجام این تحقیق مطالعه تجربی جریان هوای تهویه و بدست آوردن داده‌های آزمایشگاهی لازم برای تأیید صحت و دقت روش‌های عددی مورد استفاده در مدلسازی توزیع هوا در تهویه فضاهای بسته است. به این منظور از روش سرعت‌سنجی تصویری ذرات (PIV)، که روشی کارآمدی در این زمینه به شمار می‌رود، استفاده شده است. مشخصه منحصر به فرد روش PIV امکان ثبت لحظه‌ای میدان جریان است و لذا امکان بررسی و ارزیابی

ساختارهای ناپایدار جریان حتی در جریان‌های آشفته را نیز فراهم می‌آورد. همچنین با استفاده از داده‌های بدست آمده دقت مدل‌های مختلف توربولانس در مدلسازی جریان هوای داخلی مورد بررسی قرار گرفته است. از نتایج بدست آمده در این تحقیق می‌توان به منظور مدلسازی جریان و طراحی سیستم توزیع هوا در فضاهای بسته استفاده نمود.

مجموعه آزمایشگاهی

شکل‌های ۱ و ۲ نشان‌دهنده مجموعه آزمایشگاهی مورد استفاده است. طول و ارتفاع فضا، که نمونه کوچک شده‌ای از فضاهای واقعی است، به ترتیب ۲۵۰ و ۱۰۰ میلی‌متر بوده و عرض آن برای اطمینان از ۲ بعدی بودن جریان برابر ۱۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. ورودی و خروجی برای ۲ بعدی بودن جریان به صورت شکاف در نظر گرفته شده و عرض آنها به ترتیب ۱۰ و ۱۵ میلی‌متر است. برای گردش هوا در مجموعه از فن پروانه‌ای در خروجی استفاده شده و کنترل سرعت هوا از طریق کنترل دور فن و به کمک دستگاه کنترل فرکانس انجام شده است. در این حالت حداکثر سرعت هوا در خروجی ۵ m/s است که شرایطی تقریباً مشابه فضاهای واقعی ایجاد می‌کند. دوربین مورد استفاده آنالوگ و با سرعت داده‌برداری ۲۵ تصویر در ثانیه است. با توجه به آنالوگ بودن دوربین نحوه انتقال اطلاعات به کامپیوتر به صورت سریال بوده و همین امر باعث کاهش سرعت داده‌برداری می‌گردد. استفاده از ذرات مناسب مهمترین بخش این آزمایش است. ذراتی که در جریان تریق می‌شوند باید توانایی بازتاب نور را داشته و به اندازه کافی کوچک باشند که بتوانند جریان را دنبال کرده و در عین حال مقدار کافی نور را بازتاب کنند.

بررسی نتایج

پس از انجام آزمایشات متعدد، ذرات اکسید تیتانیوم به عنوان مناسب‌ترین ذره جهت انجام آزمایش تشخیص داده شد. خصوصیات این ذرات عبارت است از:

۱. یکنواخت بودن چگالی ذرات
۲. کند بودن ته نشینی
۳. دنبال کردن جریان سیال
۴. انعکاس مناسب نور

پس از عکس‌برداری متوالی از مقطع مورد آزمایش، تصاویر بدست آمده با از روش PIV مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. به این منظور از زیربرنامه



در ادامه از نتایج بدست آمده برای بررسی صحت روش‌های مختلف مدل‌سازی آشفتگی استفاده گردید. هندسه‌ای ۲ بعدی مشابه مقطع مورد آزمایش در نرم‌افزار Fluent 6.3 مدل‌سازی گردید و نتایج حاصل از دو مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استاندارد و $k-\epsilon$ RNG با نتایج آزمایشی مقایسه گردید. نتایج حاصل نشان‌دهنده دقت بیشتر مدل توربولانس RNG نسبت به مدل استاندارد در مدل‌سازی جریان در فضاهای بسته است که دلیل عمده آن به واسطه عدم همگنی آشفتگی در این نوع جریان و توانایی بالاتر مدل RNG در مدل‌سازی اثرات غیرهمگنی است.

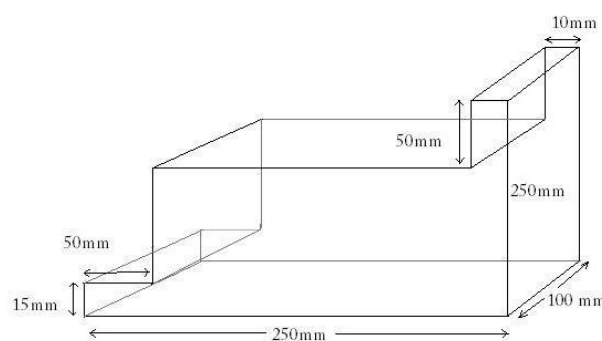
جمع‌بندی

در این بررسی، جریان هوا در فضاهای بسته به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفت. به این منظور مدلی با اندازه کوچک ساخته شده و جریان هوا در آن در سرعت‌های مختلف با استفاده از روش سرعت‌سنجی تصویری ذرات (PIV) مورد ارزیابی قرار گرفت. در ادامه دقت مدل‌های مختلف آشفتگی در مدل‌سازی جریان در فضاهای بسته با استفاده از نتایج تجربی بدست آمده بررسی گردید. نتایج نشان داد که در مدل‌سازی این گونه جریان‌ها مدل $k-\epsilon$ RNG نسبت به مدل $k-\epsilon$ دارای دقت بالاتری است که علت آن را می‌توان در غیر همگن بودن جریان دانست. با توجه به کاربرد وسیع روش‌های عددی در مدل‌سازی و طراحی سیستم‌های توزیع هوا در فضاهای بسته، از نتایج این تحقیق می‌توان به منظور افزایش دقت مدل‌سازی‌ها بهره برد.

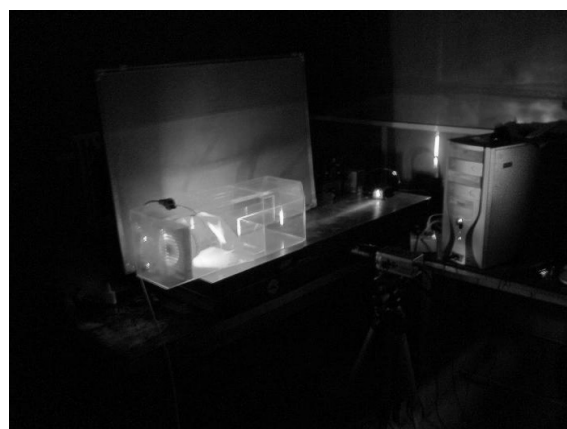
مراجع

- 1- Whyte, W., "Cleanroom Design", John Wiley & Sons, 1999.
- 2- Tavoularis, S., "Measurement in fluid mechanics", Cambridge University Press, 2005.
- 3- Testo Inc., "Testo 452 Instant Action Anemometer Instruction manual", Testo Inc.
- 4- Raffel, M., Willert, C., Kompenhans, J., "Particle Image Velocimetry", Springer, 1998.
- 5- Mori, n., Chang, k.a., "Introduction to MPIV - PIV toolbox in MATLAB", 2006.

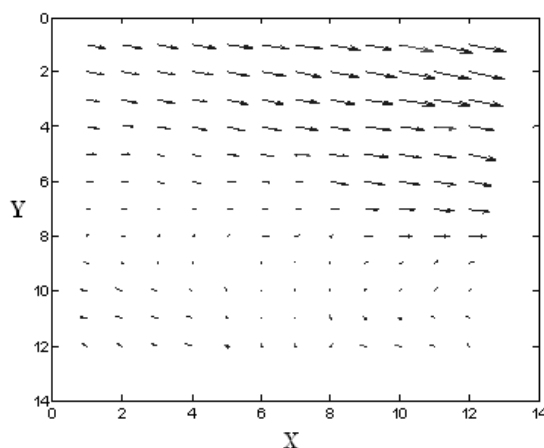
MPIV در محیط نرم‌افزار MATLAB استفاده گردید. برای تحلیل از الگوریتم Correlation Cross استفاده شده و با بکارگیری روش سوپر رزولوشن میدان سرعت بدست آمده تصحیح گردید. شکل ۳ میدان سرعت اولیه و تصحیح شده را برای قسمت میانی مقطع مورد آزمایش در عدد رینولدز ورودی برابر ۱۰۰۰ نشان می‌دهد.



شکل ۱: نمای مقطع مورد آزمایش



شکل ۲: نمای کلی از مجموعه آزمایشگاهی و پرتو نور لیزر تابانده شده



شکل ۳: بردارهای اصلی (آبی) بردارهای تصحیح شده (قرمز)



شبیه سازی عددی میدان جریان و انتقال حرارت در یک اتاق با پانل سرمایش تشعشعی

حسین خراسانی^۱، قنبرعلی شیخزاده^۲، امیررضا صابونچی^۳، هادی بت‌شکن^۴^۱استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان؛ khorasan@kashanu.ac.ir^۲استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان؛ sheikhz@kashanu.ac.ir^۳دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان؛ amir_sabonchi@yahoo.com^۴دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان؛ ihnd2000@yahoo.com

چکیده

در این تحقیق عددی میدان جریان و توزیع دما در یک اتاق با پانل سرمایش تشعشعی مطالعه شده است. یک اتاق به ابعاد $3 \times 3 \times 3$ متر با پنجره‌ای به ابعاد 1×1 متر در نظر گرفته شده است و مدلسازی‌ها هم برای وضعیتی که تمام سقف به عنوان پانل سرمایش تشعشعی باشد و هم دیوار چنین نقشی داشته باشد انجام و نتایج با هم مقایسه شده اند. برای وضعیت قرارگیری پانل سرمایشی در سقف از مجموع چهار عدد دیوار جانبی دو عدد به عنوان دیوار خارجی و دو عدد دیگر داخلی فرض شده‌اند. دیوارهای خارجی و پنجره دارای شرط مرزی جابجایی، دیوارهای داخلی عایق و پانل سرمایش تشعشعی دما ثابت فرض شده‌اند. همچنین بررسی تاثیر حضور ساکنین با در نظر گرفتن یک مکعب در مرکز اتاق که از آن شار حرارتی ثابتی خارج می شود انجام شده است. به منظور بررسی تاثیر دمای طرح خارج نیز، مدلسازی‌ها برای دو شهر تهران و سمنان با دو دمای متفاوت طرح خارج تابستانی انجام شده است.

کلمات کلیدی: پانل سرمایش تشعشعی دیواری، پانل سرمایش تشعشعی سقفی، آسایش حرارتی

مقدمه

با توجه به اهمیت شناخت راهکارهای لازم برای کاهش مصرف انرژی در ساختمان و بهبود عملکرد سیستم‌های گرمایش و سرمایش برای بهبود شرایط آسایش حرارتی، یکی از سیستم‌هایی که مورد توجه قرار گرفته است سیستم سرمایش تشعشعی می‌باشد. جیونگ و همکارانش در سال ۲۰۰۷، برای تخمین ظرفیت سرمایشی پانل‌های فلزی سرمایشی آویخته از سقف، مدلی را به صورت تحلیلی در یک فضای تهویه شده به صورت مکانیکی ارائه نمودند. ایشان مدعی شدند که با توجه به افزایش ظرفیت سرمایشی پانل بوسیله جابجایی مختلط، شامل جابجایی آزاد همراه با جابجایی اجباری، و در نظر گرفتن آن در مرحله اول طراحی می‌توان از سرمایه‌گذاری و هزینه‌های عملیاتی غیر ضروری اجتناب نمود [۱]. در سال ۲۰۰۸ کاتالینا و همکارانش آسایش حرارتی در یک محفظه تست بسته با سقف سرد و دیواره‌های دما ثابت، و بدون هیچ منبع ورودی و خروجی، را هم بصورت آزمایشگاهی و هم عددی ارزیابی نمودند [۲]. ایشان با اندازه‌گیری دمای متوسط تابشی^۱ در آزمایشات، با روش رادیوسیتی، برای توزیع دمای عمودی تفاوت کمتر از 1°C را گزارش نمودند. میدان سرعت بدست آمده توسط آنها در روش عددی به غیر از یک احساس عدم آسایش محلی در نواحی قوزک پا در مکانهای دیگر اتاق تست مقادیر قابل قبولی را برای سرعت هوا نشان

داد. در سال ۲۰۰۹ کاراداک برای محفظه‌هایی با ابعاد متفاوت، با استفاده از مدلسازی با نرم‌افزار فلوئنت و همچنین محاسبه انتقال حرارت تشعشعی سطوح به صورت تحلیلی، سه رابطه جدید برای ضریب انتقال حرارت جابجایی، تشعشعی و نسبت آنها بدست آورد [۳]. وی برای دیوارها و سقف از شرط مرزی دما ثابت استفاده نمود و کف اتاق را عایق در نظر گرفت. در تحقیقات صورت گرفته در سالهای اخیر بیشتر مطالعه کارایی پانل‌های سرمایشی در موضوعاتی مانند افزایش ظرفیت سرمایشی و کاهش میزان مصرف انرژی و مباحث انتقال حرارت مورد نظر بوده است. در این تحقیق سعی بر هر چه نزدیکتر نمودن شرایط منظور شده در مدلسازی‌ها به شرایط واقعی بوده و نقش پارامترهایی مانند تأثیر موقعیت قرارگیری پانل سرمایشی در سقف یا دیوار، دمای آن، تاثیر وجود پنجره، تأثیر حضور ساکنین، نقش شرایط مرزی جدارها و همچنین دمای طرح خارج مطالعه شده‌اند [۴].

معادلات حاکم، روش عددی و مدل‌سازی

با فرض جریان پایدار و غیر قابل تراکم بر اساس قوانین بقا معادلات حاکم عبارتند از:

الف- معادله بقای جرم

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

ب- معادله بقای اندازه حرکت

$$\rho u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i + \rho g_i \quad (2)$$

ج- معادله بقای انرژی

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -\text{div} q \quad (3)$$

در معادلات فوق $\mathbf{g}$ در راستای محور y بوده و q شامل هدایت حرارتی و تابش حرارتی می‌باشد. با توجه به اینکه در گازها وابستگی لزجت به دما کم است، مقدار آن ثابت فرض شده است. در این تحقیق میدان جریان و دما در اتاقی با ابعاد $3 \times 3 \times 3$ متر با پنجره‌ای به ابعاد 1×1 متر روی دیوار شرقی، برای چندین محل از جمله شهر تهران با دمای طرح تابستانی 38°C ، با استفاده از نرم افزار فلوئنت حل شده است. برای حل از الگوریتم سیمپل استفاده شده و معادلات حاکم با روش آپویند مرتبه دو منفصل شده اند. همچنین از مدل تابش جهات مجزا^۲، مدل $K - \varepsilon$ استاندارد و تقریب بوزینسک برای در نظر گرفتن اثرات نیروی بویانسی و وابستگی معادلات جریان و انرژی استفاده شده است. برای سطوح سرد شرط دما ثابت، برای

² Discrete Ordinates(DO)¹ Mean Radiant Temperature(MRT)



نتیجه‌گیری

۱- در سرمایش سقفی نوسانات دمایی در راستای عمودی اتاق ناچیز بوده و دما تا ارتفاعی بالاتر از ۲/۵ متر از کف تقریباً ثابت است. در حالت سرمایش از دیوار توزیع دما در راستای عمودی از یکنواختی کمتری برخوردار است. با این وجود مقدار دما از کف تا سقف حداکثر حدود 2.5°C افزایش می‌یابد و هنوز در محدوده شرایط آسایش است.

۲- علیرغم ایجاد شرایط مناسب آسایش حرارتی، در سیستم‌های سرمایش تشعشعی درجه حرارت پانل تشعشعی بالاتر از دمای آب سرد ورودی به فن کوئل‌ها در سیستم‌هایی است که از مجموعه چیلر و فن کوئل استفاده می‌کنند. لذا از نظر بهینه‌سازی مصرف انرژی سیستم‌های تشعشعی ارجحیت دارند.

۳- برای شرایط مطالعه شده در این تحقیق هم پانل سرمایشی دیواری و هم پانل سرمایشی سقفی شرایط آسایش حرارتی را تامین نموده‌اند. با این وجود در شرایط استفاده از پانل سرمایش دیواری و بدلیل سهم بیشتر تابش میزان مصرف انرژی کمتر شده و سرعت هوا نیز کمتر می‌باشد. لذا در مجموع از نظر تامین شرایط آسایش و مصرف انرژی استفاده از پانل‌های دیواری به صرفه‌تر است.

۴- در همه مدل‌سازی‌های انجام شده مشخص گردید که در سیستم سرمایش با استفاده از پانل تشعشعی اعم از دیواری یا سقفی سهم انتقال حرارت تابشی بیش از انتقال حرارت جابجایی می‌باشد. در نتیجه شرایط آسایش از نظر سرعت جریان هوا در اتاق به مراتب بهتر از روش‌های مبتنی بر جابجایی تأمین می‌شود.

فهرست علائم

q	شار حرارت (W)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg.k)
μ	لزجت
ρ	چگالی (kg/m^3)
g	شتاب جاذبه (m/s^2)
K	انرژی جنبشی اغتشاش
ε	افت انرژی اغتشاش

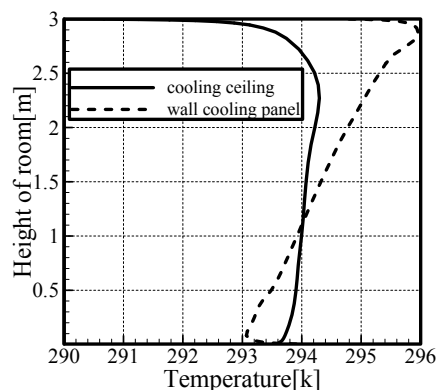
مراجع

- Jeong, J.W., Stanley, A. and Mumma, S.A., 2007, "Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel", *Building and Environment*, Vol. 42, pp. 3176-3185.
- Catalina, T., Virgone, J. and Kuznik, F., 2008, "Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling", *Building and Environment*, Vol. 44, pp. 1740-1750.
- Karadag, R., 2009, "The investigation of relation between radiative and convective heat transfer coefficients at the ceiling in a cooled ceiling room", *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 1-5.
- امیر رضا صابونچی، "شبیه‌سازی عددی میدان جریان و انتقال حرارت در یک اتاق با سرمایش تشعشعی"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، ۱۳۸۹.

پنجره دوجداره و دیوارهای شرقی و شمالی شرط جابجایی و برای سطوح داخلی شرط عایق در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که در جداره‌های مرکب خارجی علاوه بر مصالح معمول ساختمانی عایق پشم شیشه با ضخامت ۱۵ میلی‌متر در سمت خارجی دیوار قرار گرفته است. مدل‌سازی‌ها هم برای وضعیت قرارگیری پانل سرمایش تشعشعی در سقف و هم در دیوار انجام شده است. برای نزدیک شدن شرایط به واقعیت در برخی مدل‌سازی‌ها مکعبی با ابعاد $1/7 \times 0.3 \times 0.2$ متر به عنوان مدل انسانی با شرط مرزی شار ثابت خروجی حدود 63 وات بر متر مربع از سطوح آن در وسط اتاق در نظر گرفته شده و نتایج بدست آمده با وضعیت‌های دیگر مقایسه گردیده است.

بحث بر روی نتایج

نتایج کامل در منبع [۴] ارائه شده‌اند و در این خلاصه فقط نمونه‌ای از نتایج ارائه می‌شود. در شکل (۱) پروفیل دما در راستای عمودی وسط اتاق، برای شرایط دمای 17°C برای پانل سرمایشی، ضریب انتقال حرارت $1/25 (W/m^2K)$ برای جداره‌های خارجی و $6/3 (W/m^2K)$ برای پنجره، که از مدل‌سازی عددی برای دو وضعیت پانل سقفی و دیواری بدست آمده است نشان داده شده است. از شکل (۱) مشاهده می‌شود که در سرمایش سقفی نوسانات دمایی در راستای عمودی اتاق ناچیز بوده و دما از ارتفاع حدود ۲/۵ متر تا سقف با شیب نسبتاً ملایمی کاهش می‌یابد و در محدوده‌ای بین 20.5°C تا 21.5°C است که در محدوده آسایش انسان می‌باشد.



شکل ۱: پروفیل دما در راستای عمودی وسط اتاق با دمای سطح سرد 17°C

در حالت سرمایش از دیوار توزیع دما در راستای عمودی از یکنواختی کمتری برخوردار است و دما با شیب نسبتاً تندی از کف تا سقف افزایش می‌یابد. با این وجود دما در نقاط مختلف در محدوده آسایش قرار دارد.

مطالعه میدان سرعت در فضای شبیه‌سازی شده برای حالت‌های مختلف نشان داد که سرعت هوا در نواحی مختلف اتاق کمتر از 0.2 متر بر ثانیه می‌باشد. لذا از این لحاظ شرط آسایش حرارتی با استفاده از سیستم‌های سرمایش تشعشعی مهیا می‌گردد.

همچنین نتایج بدست آمده حاکی از آن است که در یک اتاق با پانل سرمایش تشعشعی حداقل ۵۸٪ از انتقال حرارت از طریق تشعشع و بقیه از طریق جابجایی صورت می‌گیرد.



تحلیل اقتصادی جهت تعیین ظرفیت و برنامه کاری بهینه سیستم تولید هم‌زمان با محرک اولیه موتور گازسوز و همچنین بویلرهای بخار به منظور تأمین برق و حرارت یک واحد صنعتی

علی جعفریان دهکردی^۱، جواد پاکدامن^۲

^۱دکترای مکانیک و استادیار دانشگاه تربیت مدرس، شرکت آوین پالایش نیرو؛ a.jafarian@avinpalayesh.com

^۲کارشناسی ارشد مکانیک، شرکت آوین پالایش نیرو؛ j.pakdaman@avinpalayesh.com

چکیده

هدف اصلی این مطالعه تعیین بهینه ظرفیت و برنامه کاری یک موتور ژنراتور گازسوز در طول ساعات شبانه روز برای تأمین برق و حرارت یک کارخانه به صورت هم‌زمان است. همچنین بر اساس نصب این سیستم در کارخانه، ظرفیت و برنامه کاری بویلرهای بخار نیز بهینه می‌شوند. در این مقاله روابط مناسبی برای توصیف درآمدها و هزینه‌ها و قیود موجود در طرح با کمترین ساده سازی ارائه شده است. در پایان کارایی طرح در سناریوهای مختلفی با توجه به تغییرات قیمت‌های حامل‌های انرژی، مورد بررسی قرار گرفته است.

طرح مسئله

برای ارائه یک طرح کامل تولید هم‌زمان باید پارامترهای زیادی مشخص شوند. برخی از این پارامترها عبارتند از: فناوری واحد، ظرفیت واحد، برنامه کاری واحد، قوانین اتصال به شبکه و... انتخاب این پارامترها باید با توجه به تغییرات بار الکتریکی و حرارتی کارخانه و قیمت بازار و سایر پارامترها صورت گیرد. با توجه به اینکه نقطه پرباری و کم‌باری کارخانه کمتر از ۲۰ درصد با هم اختلاف دارند، لذا می‌توان تقاضای برق و حرارت کارخانه در طول سال را ثابت فرض کرد و طراحی بهینه را برای نقاط پرباری کارخانه انجام داد. همچنین با توجه به ساختار شبکه برق ایران خرید برق از شبکه یا فروش برق به آن در سه رژیم کاری با تعرفه‌های مختلف صورت می‌گیرد. بدین ترتیب برای ارائه طرح پارامترهای مجهول به صورت زیر خلاصه می‌شوند:

- ظرفیت نامی موتور گازسوز
- ظرفیت نامی بویلرهای بخار کمکی
- برنامه کاری موتور گازسوز در سه رژیم مختلف
- برنامه کاری بویلرهای بخار در سه رژیم مختلف

تعیین این پارامترها باید طی یک مسئله بهینه سازی از دید مالک کارخانه صورت گیرد. مالکیت واحد می‌تواند در اختیار مالک کارخانه و یا یک سرمایه گذار خارجی باشد. در این مقاله فرض می‌شود سرمایه گذار طرح همان مالک کارخانه است. بدین ترتیب برای تعریف مسئله باید موارد زیر به دقت مشخص شوند:

- درآمدها
- هزینه ها
- قیود
- تابع هدف

در این مقاله مسئله برای یک دوره بلند مدت ۲۰ ساله طرح می‌شود. از این رو در روابط نرخ تغییر پارامترها نیز در نظر گرفته شده‌اند.

درآمدها

تمامی این روابط بر اساس معادلات اعمالی وزارت نیرو و وزارت نفت بر قبوض مصرفی کارخانجات استخراج شده است. درآمدهایی که پس از نصب واحد برای مالک ایجاد می‌شود در حالت کلی به موارد زیر تقسیم می‌شوند:

■ درآمد ناشی از فروش برق

$$R_s = P_c \cdot C_c \cdot (1 + r_{cc})^n \cdot T_i \quad (1)$$

در صورتی که تولید واحد بیش از مصرف کارخانه باشد مالک کارخانه می‌تواند آن را طی عقد قرارداد تضمینی به شبکه بفروشد.

■ درآمد بازیافت حرارت

$$R_{Re} = (Q_d - Q_b) \cdot U_{bf} \cdot C_{bf} \cdot (1 + r_{cbf})^n \cdot T_i \quad (2)$$

حرارت موجود در گاز خروجی از آگروز موتور می‌تواند توسط سیستم‌های بازیافت گرما^۱، بازیافت شود.

■ درآمد ناشی از کاهش خرید برق

$$R_b = (P_d - P_g) \cdot C_g \cdot (1 + r_{cg})^n \cdot T_i \quad (3)$$

پس از اجرای طرح تمام یا بخشی از برق مورد نیاز کارخانه توسط موتور گازسوز تأمین می‌شود. بدین ترتیب برق خریداری شده از شبکه کاهش می‌یابد.

■ درآمد اسقاط تجهیزات

پس از اتمام عمر موتور، اسقاط آن نیز دارای ارزش درآمدی است. درآمد اسقاط معمولاً ضریبی از هزینه اولیه آن است که این ضریب در ایران معادل ۰.۱ تعیین شده است، که این درآمد با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$R_o = \text{constant} = 0.1CA \quad (4)$$

■ درآمد عدم قطعی برق

با نصب موتور گازسوز، تمام یا بخشی از برق مورد نیاز کارخانه توسط موتور گازسوز تأمین می‌شود. بدین ترتیب قابلیت اطمینان برق رسانی به کارخانه بیشتر شده و در طول سال، کارخانه کمتر با قطعی برق مواجه می‌شود. این درآمد را می‌توان به صورت عدد ثابتی بعنوان متوسط سالیانه در محاسبات منظور کرد.

$$R_{nbo} = \text{constant} \quad (5)$$

محاسبه این درآمد معمولاً مشکل است و با توجه به ثابت بودن آن تأثیری در پاسخ مسئله ندارد، لذا از آن صرفه‌نظر می‌شود.

^۱-Heat Recovery Steam Generator (HRSG)



■ درآمد پرداخت مابه‌التفاوت

در بیشتر کشورهای دنیا از جمله ایران برای تشویق سرمایه‌گذاران به استفاده از واحدهای تولید هم‌زمان، تعرفه گاز مصرفی CHP کمتر از گاز شهری (معمولا برابر گاز نیروگاهی) در نظر گرفته می‌شود. بدین ترتیب در صورت استفاده از گاز شهری، مابه‌التفاوت قیمت گاز شهری و نیروگاهی به مالکین این واحدها پرداخته می‌شود. این مقدار در کشور ایران توسط وزات نفت به صورت رابطه زیر اعمال می‌شود. [۱۲]

$$R_M = 27.11 P_c \cdot U_f \cdot T_i \quad (۶)$$

هزینه ها

■ هزینه اولیه

$$C_A = 514000 P_c \quad (۷)$$

هزینه اولیه شامل هزینه انواع تجهیزات و موتور می‌باشد و هزینه زمین صفر در نظر گرفته می‌شود. این هزینه در ظرفیت‌های بین ۵۰۰ کیلووات تا ۱۸۰۰ کیلووات با تقریب خوبی به صورت تابعی خطی از ظرفیت الکتریکی موتور بدست می‌آید. اگر کارخانه تازه تاسیس باشد، ظرفیت بویلرهای نصب شده با وجود این سیستم کوچک‌تر می‌شود و در نتیجه یک عنوان درآمد بویلر می‌تواند به درآمدهای کارخانه اضافه شود. در این مقاله کارخانه مورد مطالعه قدیمی است و ظرفیت بویلرها غیر قابل تغییر است. در برآورد به عمل آمده، هزینه تغییر ظرفیت بویلرها از هزینه کارکرد آنها در بار کمتر از بار نامی، بسیار بیشتر است.

■ هزینه تعمیر و نگهداری

$$C_{O\&M} = P_c \cdot C_{O\&M} \cdot T \quad (۸)$$

این هزینه معمولا شامل هزینه ثابت و متغیر است که به صورت ضربی از ظرفیت واحد در نظر گرفته می‌شود.

■ هزینه سوخت موتور

$$C_{Fuel} = P_c \cdot U_f \cdot C_f \cdot (1 + r_{cf})^n \cdot T_i \quad (۹)$$

■ هزینه پرسنل

$$C_s = \text{Constant} \quad (۱۰)$$

این هزینه مقداری ثابت است و معمولا برای واحدهایی با ظرفیت کمتر از ۲ مگاوات صفر فرض می‌شود.

■ هزینه خرید برق از شبکه

$$C_{Grid} = P_g \cdot C_g \cdot (1 + r_{cg})^n \cdot T_i \quad (۱۱)$$

کارخانه به شبکه توزیع فشار متوسط (خط ۲۰ کیلوولت) متصل می‌شود تا در صورتیکه موتور گازسوز نتواند برق مورد نیاز کارخانه را تأمین کند، برق مورد نیاز کارخانه از شبکه تأمین شود.

قیود

مجموع توان الکتریکی تولیدی موتور گازسوز و توان تبدیلی با شبکه باید تقاضای الکتریکی کارخانه را تأمین کند. همچنین حرارت بازیافتی از موتور و حرارت تولیدی بویلرهای کمکی باید تقاضای حرارتی کارخانه را پاسخ دهند. ظرفیت موتور گازسوز باید در محدوده مشخصی تعیین شود. روابط زیر کلیه قیود مورد نیاز مسئله را نشان می‌دهد.

$$P_d = P_c + P_g \quad (۱۲)$$

$$Q_d = Q_c + Q_b$$

$$Q_c \leq 1.1 P_c$$

$$I \times (Q_c^{\min}) \leq Q_c \leq I \times (Q_c^{\max})$$

$$I \times (P_c^{\min}) \leq P_c \leq I \times (P_c^{\max})$$

$$P_c^{\max} \leq 1000$$

I یک متغیر باینری است که در صورت روشن بودن موتور برابر ۱ و در صورت خاموش بودن آن برابر ۰ است.

حداکثر ظرفیت بازیافت حرارت از یک‌چنین سیستمی ۱.۱ برابر ظرفیت تولید برق آن است.

با توجه به محدودیت مالی کارخانه خرید موتور با ظرفیت بیشتر از ۱۰۰۰ کیلووات امکان پذیر نمی‌باشد.

تابع هدف

در این مقاله، مسئله با هدف بیشینه کردن ارزش خالص کنونی طرح حل می‌شود.

این تابع بیانگر ارزش فعلی طرح در سال پایه است و با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$NPV = \sum_{n=1}^{20} CF_i (1/(1+r)^n) + R_o (1/(1+r)^{20}) - CA \quad (۱۳)$$

CF میزان سود سالیانه است و با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$CF_i = (R_s + R_{Re} + R_b + R_{nbo} + R_M) - (C_{O\&M} + C_{Fuel} + C_{grid} + C_s) \quad (۱۴)$$

برای حل مسئله دو راه وجود دارد.

الف) تابع NPV به فرم بالا را ماکزیمم کنیم.

ب) می‌توان از تغییرات قیمت توابع درآمد و هزینه صرفه نظر کرد ($r_{cc} = r_{cg} = r_{cf} = r_{cbf} = 0$) و موارد تغییرات قیمت را در آنالیز حساسیت به طور جداگانه مورد بررسی قرار داد. در این صورت تابع هدف به صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$NPV = CF (((1+r)^n - 1) / (r(1+r)^n)) + R_o (1/(1+r)^{20}) - CA \quad (۱۵)$$

در این مطالعه از روش دوم برای حل مسئله استفاده می‌شود و نتایج تغییر قیمت‌ها در آنالیز حساسیت به طور جداگانه بحث می‌شود.

جدول ۱ مقادیر ثابت‌های مورد نیاز برای حل مسئله

۰.۲۷	U_f	۲۰۰	P_d
۳۹.۱۷	C_f	۵۰۰	Q_d
۶۰	$C_{O\&M}$	۱۰۰۰	$P_{c\max}$
۰.۰۹۷	U_{bf}	۵۰	$P_{c\min}$
۱۶۰	C_{bf}	۵۰۰	$Q_{c\max}$
۰	C_s	۰	$Q_{c\min}$
۲۰	n	۰	$r_{cc} = r_{cg} = r_{cf} = r_{cbf}$
۰	R_{nbo}	٪۱۲	r
۴۷۰۰۰۱	peak	C_g	
۱۴۲.۴۶	Middle		
۳۵.۶۴	base	C_c	
۷۲۰	peak		
۳۵۹	Middle	T	
۱۸۰	base		
۱۴۶۰	peak		
۴۳۸۰	Middle		
۲۹۲۰	base		

نتیجه گیری

نتایج نشان می‌دهد با شرایط موجود در ایران، استفاده از موتورهای گازسوز برای تأمین برق و حرارت یک کارخانه مزایای زیادی به همراه دارد. بررسی تغییرات NPV در سناریوهای مختلف بر اساس تغییر قیمت خرید و فروش برق و قیمت گاز شبکه نشان می‌دهد که می‌توان یک سیستم تولید هم‌زمان برق و حرارت را با بویلرهای بخار یک کارخانه (واحد صنعتی) چنان ترکیب کرد که در هر زمان بهینه‌ترین حالت استفاده از مجموعه سیستم‌ها را به کار برد. در نتیجه در طول شبانه روز کمترین هزینه‌های انرژی به صاحب واحد صنعتی تحمیل خواهد شد.



بررسی تأثیر زاویه خروجی کانال پارچه ای در محیط یک استخر

امیررضا نیازمند^۱، بهزاد قدیری دهکردی^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، a.niazmand@modares.ac.ir

^۲ استادیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، ghadirib@modares.ac.ir

چکیده

امروزه با گسترش روز افزون ساختمان سازی در شهرها و گرانتر شدن مواد اولیه نیاز به جایگزینی مواد سنتی با مواد جدید احساس می شود. بسیاری از شرکت‌ها به جای استفاده از کانال‌های فلزی از کانال‌های پارچه‌ای استفاده می‌کنند. بدلیل مسایل خاص طراحی این گونه کانال‌ها بررسی جریان و توزیع سرعت و پارامترهای آسایش حرارتی در این گونه کانال‌ها استفاده از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی^۱ را در طراحی این کانال‌ها ضروری است تا با قرار گرفتن نازل‌های مناسب و انتخاب صحیح زاویه نازل طراحی مناسبی صورت گیرد. در این تحقیق به بررسی تأثیر زاویه و تعداد نازل‌ها بر روی این کانال‌ها پرداخته می‌شود. نتایج حاصل در این تحقیق نشان می‌دهند که طراحی بدون در نظر گرفتن پارامترهای مطرح موجب عدم استحصال نتیجه مطلوب و ایجاد شرایط نامناسب می‌باشد. کلمات کلیدی : مدلسازی عددی، کانال پارچه ای، دینامیک سیالات محاسباتی، شبکه بی‌سازمان، پردازش موازی

مقدمه

در سال ۱۹۷۵ راندال [۱] با استفاده از روش‌های محاسباتی به بررسی جریان در یک دامداری با مقاطع مختلف کرده بود. لام^۲ و همکاران [۲] به بهینه سازی انرژی و شبیه سازی جریان در یک سالن ژئومستیک پرداخته اند. در این تحقیق، به تأثیر محل قرار گیری مناسب راه خروجی برای جریان بهتر در این سالن پرداخته شده است. ابتدا با کمک روش‌های عددی و نرم افزارهای محاسباتی میزان فشار و سرعت متوسط بر روی سکوها و سطح آب حساب شده و سپس به تحلیل الگوی جریان پرداخته شده است.

هندسه و شرایط مرزی

هندسه مورد بحث در این تحقیق یک استخر را مورد بررسی قرار می‌دهد که دارای سیستم تهویه مطبوع از نوع کانال‌های پارچه‌ای است. هوای سرد یا گرم بوسیله ی خروجی‌های پیوسته ای به نام جریان شبکه‌ای از زیر یا دو طرف کانال خارج می‌شود. همچنین در دو طرف استخر پنجره هایی برای خروج هوا و جریان آن در نظر گرفته شده است.

مدلسازی عددی و معادلات حاکم

معادلات حاکم بر حرکت سیال و انرژی با توجه به قانون پخش فیک به صورت زیر بسط داده می‌شود.

بقای اندازه حرکت : معادله ناویر-استوکس^۳

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} \quad (۱)$$

بقای انرژی

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + U_i \frac{\partial \phi}{\partial x_i} = \lambda \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} + S_\phi \quad (۲)$$

معادله انرژی جنبشی :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k \quad (۳)$$

معادله اتلاف انرژی :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon \quad (۴)$$

برای حل میدان فشار از روش SIMPLE استفاده شده است. این روش اولین بار توسط پاتانکار^۴ [۳] ارائه شده است. برای گسسته سازی معادلات هم از تقریب مرتبه اول استفاده شده است. در هنگام حل بدلیل عدم کوپل بودن معادله انرژی با جریان نیازی به حل همزمان جریان نیست.

پردازش موازی

امروزه با گسترش و پیچیدگی مسایل دینامیک سیالات محاسباتی، نیاز روزافزون به پردازش موازی ملموس‌تر است. معمولاً برای موازی کردن براساس نوع سیستم موازی از کتابخانه‌های مخصوص این کار استفاده می‌شود. دو نوع سیستم برای پردازش موازی یعنی سیستم‌های حافظه مشترک و سیستم‌های حافظه ی توزیع شده متداول هستند که بترتیب از کتابخانه های MPI و Openmp استفاده می‌کنند. در این کار از یک سیستم با حافظه مشترک همراه با دو پروسسور اینتل^۵ زئون^۶ مجموعاً با ۱۶ هسته استفاده شده که میزان افزایش سرعت آن در نمودار زیر قید شده است.

^۴ Patankar

^۵ Intel

^۶ Xeon

^۱ CFD

^۲ Lam

^۳ Navier-Stocks



سرعت در روی سکوها پرداخته شده است. به وضوح قابل مشاهده است که با تغییر زاویه جریان الگوی جریان کاملاً تغییر می‌کند. نتایج این تحقیق بطور خلاصه عبارت است از:

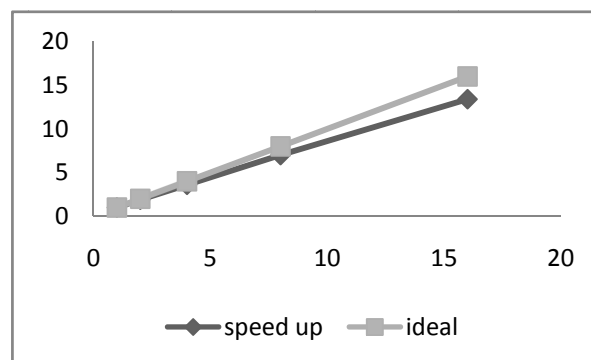
۱. با تغییر زاویه ی در کانال‌های پارچه ای براحتی می توان جریان در محیط را کنترل کرد.
۲. در حالت استفاده از یک کانال بدلیل ایجاد سرعت مناسب بر روی سطح آب و سکوها بهترین حالت در زاویه ۳۰ بدست آمد.
۳. در حالت تک کانال و زاویه ۹۰ درجه بدلیل ایجاد گردابه بزرگی کل جریان به بالا هدایت می شود و کلاً برای حالاتی با درجه بالا توصیه نمی‌شود.
۴. در الگوی دو کانال بهترین حالت در زاویه ۳۰ درجه در هر دو کانال بدست آمد البته حالت صفر درجه و ۳۰ درجه هم به این حالت بسیار نزدیک است.
۵. استفاده از نازل‌ها با زاویه ۹۰ درجه بدلیل خروج مستقیم جریان از خروجی‌ها توصیه نمی‌شود.

علائم یونانی

U_i	مولفه سرعت (m/s)
ϕ	دما (K)
S_ϕ	چشمه
k	انرژی کینتیک (m^2/s^2)
ε	اتلاف انرژی (m^2/s^2)
λ	ضریب هدایت ($w.m^2/k$)
ρ	چگالی (kg/m^3)

مراجع

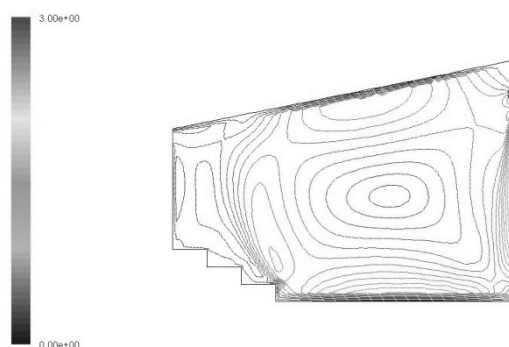
1. J. M. RANDALL "The Prediction of Airflow Patterns in Livestock Buildings"
2. Joseph C. Lam, Apple L.S. Chan "CFD analysis and energy simulation of a gymnasium"
3. J.H. Ferziger "Computational methods for fluid dynamics"



شکل ۱ میزان افزایش سرعت حل بر اساس میزان CPU

بحث و بررسی نتایج

در این مطالعه الگوی جریان در فضای یک استخر تحت فواصل و نازل‌های مختلف به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته است. در این تحقیق برای تمامی حالت‌ها میزان دبی حجمی ثابت و خروجی جریان در فشار محیط در نظر گرفته شده است. همانطور که در شکل‌ها مشخص است تغییر زاویه بشدت بر الگوی جریان درون استخر تاثیرگذار بوده و در بعضی حالات تاثیر نامطلوبی بر شرایط آسایشی درون استخر می‌گذارد.



شکل ۴ کانتور سرعت تک کانال صفر درجه

نتیجه گیری

در این مقاله با استفاده از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی به پیش‌بینی الگوی جریان در یک استخر با سقف مورب و پیدا کردن میزان



کاربرد انرژی‌های تجدیدپذیر در تهویه مطبوع

ارائه یک مدل عددی جهت تامین سرمایش طبیعی یک آپارتمان سه طبقه با استفاده از ترکیب دودکش خورشیدی و دیوار ترومبی

مهران ربانی^۱، ولی کلانتر^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، دانشگاه یزد؛ rabaniasd@stu.yazduni.ac.ir
^۲ استادیار دانشکده مکانیک، دانشگاه یزد؛ vkalantar@yazduni.ac.ir

چکیده

در این مقاله سرمایش طبیعی یک آپارتمان سه طبقه، توسط دودکش خورشیدی^۱ همراه با سیستم دیوار ترومبی^۲ با وجود تشعشع و همراه با سیستم تبخیر آب در ورودی‌ها، شبیه‌سازی شده است. همچنین مدل توربولانسی^۳ برای محاسبه نیروهای شناوری استفاده شده است. این روش، برای شهرهای آفتاب‌خیز (شهر یزد) بسیار موثر است بطوریکه با وجود آنکه دمای بیرون حدود ۴۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده، دمای داخل ساختمان به ۲۵ درجه سانتیگراد می‌رسد. کلمات کلیدی: دودکش خورشیدی، دیوار ترومبی.

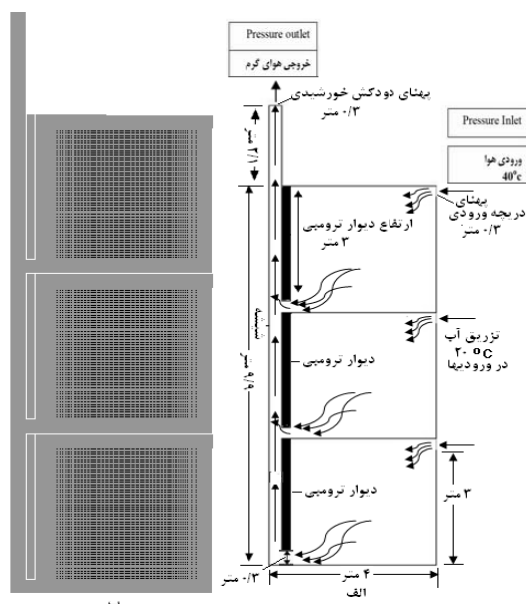
مقدمه

در سال‌های اخیر، تامین سرمایش و گرمایش ساختمانی با استفاده از انرژی‌های نو توجه بسیاری از معمارین و مهندسين را به خود معطوف کرده است. مقاله حاضر، برای استفاده هر چه بهتر از این نوع انرژی‌ها تدوین شده است. در اینجا سرمایش طبیعی یک آپارتمان سه طبقه با استفاده از ترکیب دودکش خورشیدی و سیستم دیوار ترومبی صورت گرفته است. همچنین از سیستم پاشش آب در ورودی‌ها برای ایجاد رطوبت و سرمای مطلوب استفاده شده است. دیوار ترومبی نقش جاذب سیستم دودکش خورشیدی را دارد، که باعث بهبود عملکرد این سیستم و تهویه بیشتر هوا می‌شود.

در تحقیقات گذشته، عملکرد دیوار ترومبی جهت سرمایش ساختمان‌ها بررسی شده است، که در این تحقیقات تاثیر فاصله هوایی میان دیوار و شیشه، ارتفاع دیوار و نوع شیشه بر میزان تهویه هوا و دمای اتاق مورد بررسی قرار گرفته است [۱]. در تحقیقات دیگر تاثیرات شدت تابش خورشید، ارتفاع دریچه‌های ورودی و خروجی هوا و تاثیر جنس دیوار بر روی عملکرد دیوار ترومبی بررسی شده است [۲]. در یکی دیگر از تحقیقات به مطالعه پدیده جابجایی طبیعی در یک دودکش خورشیدی پرداخته شده است؛ در این بررسی شش مدل توربولانسی مورد آزمایش قرار گرفته که در بین آنها مدل توربولانسی $k-\epsilon$ [realizable] بهترین عملکرد را برای شبیه‌سازی نیروهای شناوری دارد [۳].

هندسه مطلوب مسئله (فاصله مطلوب جرم ذخیره تا شیشه، ضخامت بهینه دیوار ترومبی و ارتفاع مناسب دریچه‌های ورودی و خروجی) با توجه به تحقیقات انجام شده در گذشته ایجاد شده و شرایط مرزی، بر اساس شرایط واقعی در نظر گرفته شده است (شکل ۱-الف). جنس دیوار ترومبی مس و

ضخامت آن ۰/۲ متر می‌باشد. سطوحی از دیوار ترومبی که در سمت اتاق می‌باشند عایقکاری شده است، همچنین برای جلوگیری از اتلاف حرارت، سقف‌ها و کف‌های اتاق‌ها نیز عایقکاری شده است (در عمل انتقال حرارت از سقف قابل توجه بوده، فعلاً با فرض عایق شبیه‌سازی شده است).



شکل ۱: الف) عملکرد کلی سیستم ترکیبی دیوار ترومبی و دودکش خورشیدی و شرایط مرزی مسئله. ب) نمایش شبکه.

معادلات حاکم بر جریان

در این تحقیق معادلات پیوستگی، بقای مومنتم، بقای انرژی، معادله انتقال (برای تبخیر آب) و مدل بوزینسک^۴ نیز به طور همزمان حل می‌شوند، که این معادلات عبارتند از:

۱- معادله بقاء جرم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

۲- معادلات مومنتم:

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } \mathbf{u}) + S_{Mx} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{u}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } \mathbf{v}) + S_{My} \quad (3)$$

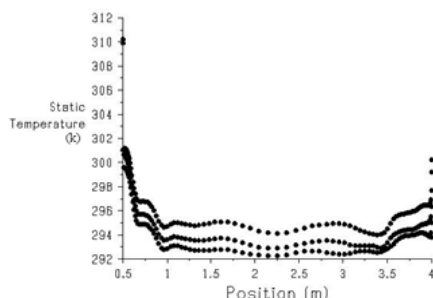
تاثیرات تنش‌های سطحی برای تصریح عبارت‌های چشمه S_{Mx} و S_{My} در روابط بالا که فقط ناشی از اثرات نیروهای بدنه می‌باشد، در نظر گرفته شده

¹ Solar Chimney

² Trombe Wall

³ Realizable $k-\epsilon$ Turbulence Model

⁴ Boussinesq Model



شکل ۳- توزیع دما در کف سه طبقه ساختمان

فهرست علائم

D	ضریب نفوذ (m^2/s)
i	انرژی داخلی (kJ/kg)
k	ضریب هدایت حرارتی ($W/m - k$)
P	فشار (Pa)
T	دما ($^{\circ}K$)
t	زمان (s)
u, u, v	بردار سرعت و مولفه‌های سرعت (m/s)
Y	کسر مولی آب
علائم یونانی	
β	ضریب انبساط گرمایی ($1/^{\circ}K$)
λ	ویسکوزیته ثانویه ($N.s/m^2$)
μ	ویسکوزیته دینامیکی ($N.s/m^2$)
ρ	چگالی (kg/m^3)
Φ	تابع استهلاک
زیرنویس‌ها	
0	شرایط اولیه
t	جریان مغشوش

مراجع

- 1- Guohui Gan, 1998, "A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings", *Energy and buildings*, Vol. 27, pp. 37-43.
- 2- Abdul Jabbar N. Khalifa, Ehsan F. Abbas, 2009, "A comparative performance study of some thermal storage materials used for solar space heating", *Energy and Buildings*, Vol. 41, pp. 407-415.
- 3- Evangellos Bacharoudis, Michalis Gr. Vrachopoulos, Maria K. Koukou, Dionysios Margaris, Andronikos E. Filios, Stamatis A. Mavrommatis, 2007, "Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 2266-2275.

است. بطور مثال نیروی بدنه ناشی از گرانش با استفاده از $S_{Mx} = 0$ و $S_{My} = -\rho g$ مدل می‌شود. که در آن g شتاب جاذبه است.

۳- معادله انرژی:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i \mathbf{u}) = -P \text{div} \mathbf{u} + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_i \quad (4)$$

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div} \mathbf{u})^2 \quad (5)$$

۴- معادله بوزینسک:

$$(\rho - \rho_0)g \cong -\rho_0 \beta (T - T_0)g \quad (6)$$

۵- معادله انتقال:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho Y_{H_2O} u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\rho D_{H_2O} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial Y_{H_2O}}{\partial x_j} \right] + S_{H_2O} \quad (7)$$

در اینجا عدد بدون بعد اشعیت مغشوش نام دارد که حدود ۷٪ است. S_{H_2O} در ارتباط با مقدار آبی است که به جریان اصلی اضافه (ناشی از تبخیر) یا کسر (ناشی از تقطیر) گردد.

معرفی روش عددی انتخاب شده و شبکه محاسباتی

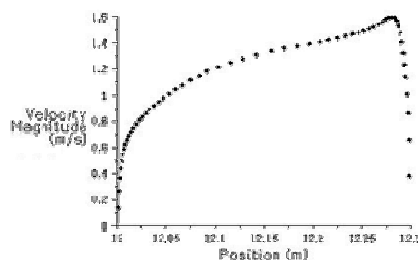
جریان در داخل حجم کنترل مغشوش، به صورت دو بعدی و بر اساس مدل توربولانسی $k-\epsilon$ با الگوریتم سیمپل‌سی^۱ حل گردیده است. نرم‌افزار مورد استفاده فلوئنت^۲ می‌باشد و شبکه انتخابی برای مسئله به صورت مش مستطیلی در نظر گرفته شده است (شکل ۱- ب).

بحث بر روی نتایج

بر اساس نتایج بدست آمده از نرم‌افزار، همانطور که در شکل ۲ مشخص است، میزان سرعت جریان در دودکش با توجه به سه طبقه بودن ساختمان خوب است و جریان تقریباً خوبی در هر سه طبقه برقرار می‌شود. با توجه به شکل ۳ دمای کف اتاق در سه طبقه از ساختمان بررسی شده و همانطور که مشخص است دما تقریباً ۲۵ درجه سانتیگراد می‌باشد.

نتیجه‌گیری

با توجه به اینکه آپارتمان مورد نظر سه طبقه می‌باشد و جریان یافتن هوا به صورت طبیعی (جابجایی آزاد) نیاز به یک سیستم قوی دارد، ترکیب سیستم دیوار ترومبی همراه با دودکش خورشیدی باعث شده که گردش هوا و تهویه آن با سرعت و قدرت بیشتری صورت پذیرد. این سیستم ترکیبی به علت ذخیره انرژی حرارتی در دیوار ترومبی، حتی قادر به تهویه و گردش هوا در طول مدت شب نیز می‌باشد. علاوه بر موارد بالا، به علت استفاده از سیستم پاشش آب در ورودی‌ها، رطوبت مطلوب و سرمای مطلوبی ایجاد می‌شود.



شکل ۲- توزیع سرعت مابین دو دیواره دودکش خورشیدی

¹ SIMPLEC

² Fluent 6.3.26



شبیه سازی عددی گرمایش خورشیدی ساختمان با استفاده از دیوار ترومبی برای حالت دو بعدی و غیر دائم

ولی کلانتر

استادیار دانشکده مکانیک، دانشگاه یزد؛ vkalantar@yazduni.ac.ir

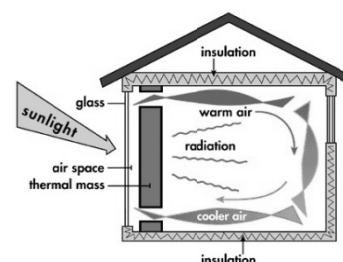
چکیده

در حال حاضر در کشور ایران حدود چهل درصد از کل مصرف انرژی مربوط به بخش ساختمان می‌گردد که مقدار قابل توجهی از آن صرف گرمایش و سرمایش آن می‌شود. در نتیجه علاوه بر مصرف بی‌رویه سوخت‌های فسیلی، آلودگی محیط زیست را نیز به همراه دارد. در این مقاله جهت صرفه جویی در مصرف سوخت و کاهش مشکلات زیست محیطی با ارائه ایده استفاده از انرژی خورشیدی جهت به حرکت درآوردن خود به خودی هوای گرم در داخل ساختمان توسط دودکش خورشیدی (دیوار ترومبی) بدون استفاده از نیروی محرکه یا مصرف سوخت‌های فسیلی می‌توان در مناطق سرد و تا حدی آفتابی محیطی مطبوع و گرم با دمای مناسب طبق استانداردهای تهویه مطبوع فراهم نمود. برای این منظور با معرفی ناحیه محاسباتی به صورت دو بعدی و بکارگیری معادلات حاکم بر جریان مغشوش و اعمال روش‌های عددی مناسب نتایج مطلوبی حاصل شده است.

واژه‌های کلیدی: انرژی خورشیدی، تابش، شناوری مثبت، جریان خودبخودی

مقدمه

در زمستان می‌توانیم نظیر شکل (۱) با هدایت هوای گرم به داخل ساختمان محیطی گرم بوجود آوریم. در این مقاله در نظر است به روش عددی ضمن بکارگیری معادلات حاکم بر حرکت سیال در حالت دوبعدی و دائم، عملکرد گرمایشی ساختمان ناشی از دیوار ترومبی مطالعه گردد و تاثیر دودکش خورشیدی و دبی هوای در گردش ایجاد شده توسط آن مورد ارزیابی قرار گیرد و سرانجام با ارائه راهکارهای مناسب زمینه استفاده این سازه‌ها در معماری جدید فراهم شود. گفتنی است در این راستا مقدار قابل توجهی در مصرف انرژی صرفه جویی به عمل می‌آید [۱ و ۲ و ۳].



شکل (۱) - طرح اولیه به منظور ایجاد گرمایش طبیعی

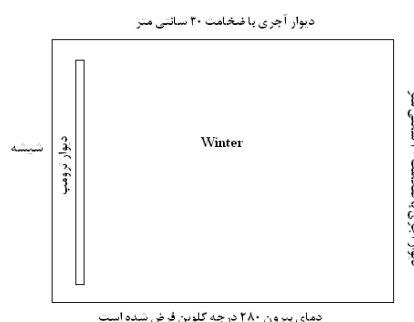
معادلات حاکم بر جریان

معادلات حاکم بر حرکت سیال در داخل ساختمان به عنوان حجم کنترل یا ناحیه محاسباتی عبارتند از:

۱- معادله بقای جرم ۲- معادلات مومنتم ۳- معادله انرژی

معرفی روش عددی انتخاب شده، شبکه محاسباتی و شرایط مرزی جریان در داخل حجم کنترل مغشوش و بر اساس مدل k-ε با الگوریتم

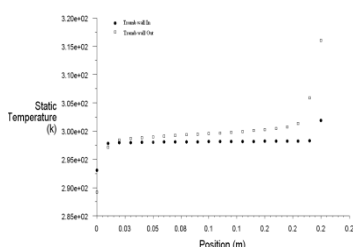
Simple حل گردیده است. نرم افزار مورد استفاده FLUENT 6.3 بوده که شبکه انتخابی و شرایط مرزی براساس شکل (۲) می‌باشد [۴]. مطابق شکل (۲) کل دیوارها با محیط به صورت جابجایی آزاد تبادل حرارت نموده و دما در بیرون (زمستان) ۲۸۰ درجه کلوین معادل هفت درجه سانتیگراد فرض شده است. در داخل دودکش خورشیدی برای دیواره سمت راست (صفحه مسی) نرخ انتقال حرارت ثابت و معادل ۱۸۰ وات بر متر مربع فرض شده، و دیواره سمت چپ (شیشه) با هوای سرد مجاور به صورت جابجایی آزاد تبادل حرارت دارد. ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد حدود هفت وات بر متر مربع بر درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است [۵ و ۶].



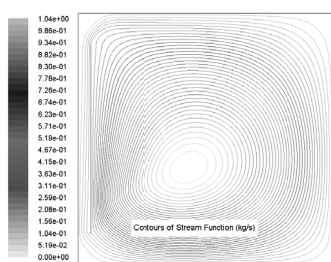
شکل (۲) - نمایش هندسه و کلیات صورت مسئله به عنوان یک حجم کنترل

نتیجه‌گیری

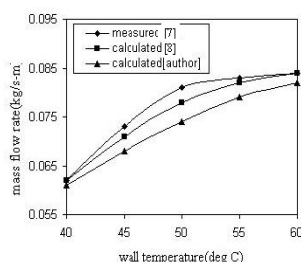
مطابق با نتایجی که از اجرای برنامه در حالت‌های مختلف بدست آمده است ملاحظه می‌گردد که با گرم شدن هوا داخل دودکش خورشیدی جرم حجمی آن کاهش یافته به سمت بالا به حرکت در می‌آید و گردش هوای گرم شکل می‌گیرد. در شکل (۳) توزیع دما در داخل اتاق ملاحظه می‌گردد، این در حالی است که دمای بیرون ۲۸۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده و متوسط میزان تابش در زمستان در نظر گرفته شده است با توجه به شکل (۳) دما در طرف داخل حداکثر آن ۳۵۴ درجه کلوین روی صفحه مسی مربوط به دودکش خورشیدی بوجود آمده و حداقل آن در مجاورت کف اتاق معادل ۲۹۸ حاصل شده است که برای شرایط آب و هوایی شهرهای کویری و خشک نظیر یزد مناسب می‌باشد چنانچه دیوارهای اتاق عایق فرض گردند دمای هوا در محل اتاق بیشتر افزایش می‌یابد. نتایجی که از اجرای نرم افزار Fluent حاصل شده است با نتایج بدست آمده از آزمایش هماهنگی دارد [رجع ۷]. مطابق با استاندارد تهویه مطبوع که توصیه می‌کند در داخل ساختمان دما ۲۵ و رطوبت نسبی ۵۰ درصد باشد [۶] نتایج نشان می‌دهند که اگر در زمستان تابش آفتاب را داشته باشیم با در نظر گرفتن نرخ ۱۸۰ وات بر متر مربع برای صفحه داغ دودکش خورشیدی که براحتی بوجود می‌آید دبی حجمی هوای عبوری از دودکش در یک ساعت ۸۰۰ مترمکعب شده که جوابگوی تهویه و تامین گرمایش اتاقی در حد ۵۰ متر مربع بدون مصرف برق یا سوخت یا نیروی محرکه می‌باشد. برای زیر بناهای بزرگتر می‌توان سطح دیوار ترومبی را افزایش داد.



شکل ۶ توزیع دما مابین دو دیواره دودکش خورشیدی



شکل ۷ نمایش خطوط جریان در داخل ناحیه محاسباتی



شکل ۸ مقایسه بررسی تجربی و عددی دبی جرمی در یک دودکش خورشیدی مورد آزمایش با ارتفاع ۲ متر و پهنای ۰.۱ متر (فاصله بین دو صفحه)

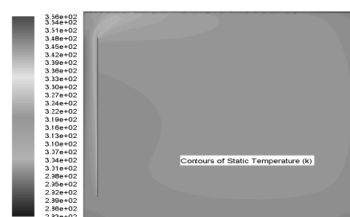
مراجع

- [1] Bahadori, MN, "Passive cooling systems in Iranian architecture" Scientific American, pp.144-154, 1978
- [2] Kalantar, V., "Natural ventilation the building with wind tower and renewable energy without using fuel oil", the third conference on fuel conservation in building, pp.1566-1577, 13-14 Mar. 2005. Tehran-Irans.
- [3] <http://www.i4at.org/lib2/aircool.htm>
- [4] User's Guide, FLUENT 6.1, 2000.
- [5] Kalantar, V., "Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region", Renewable Energy, Vol 34, No. 1, Pages 246-254, January 2009.
- [6] Ashare Handbook, "Fundamentals", American Society of heating, refrigerating and air conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia, 1981.
- [7] Bouchair, A, 1994. Solar chimney for promoting cooling ventilation in southern Algeria. Building Service, Engineering, Research and Technology 15 (2): 81-93.
- [8] Gan, G.; Riffat, S.B. 1998. A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery, Applied Thermal Engineering 18: 1171-1187.

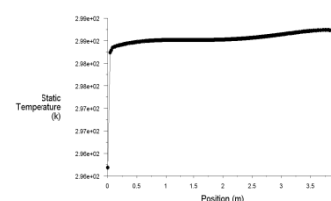
در شکل (۴) دما هوا در مجاورت کف اتاق رسم گردیده که مقدار مطلوبی می‌باشد و در واقع کارایی این روش را می‌رساند در شکل (۵) دما در داخل اتاق در ارتفاعات مختلف مشاهده می‌گردد قابل ذکر است که تغییرات دما جزئی بوده و سراسر اتاق دما افزایش می‌یابد. پس می‌توان براحتی دمای کافی مطابق با شرایط استاندارد تهویه مطبوع [۶] در داخل ساختمان را تامین نمود برای حالت اجرا شده خروج گرما به خارج یا محیط بیرون لحاظ گردیده اگر دیواره‌ها به گونه‌ای عایق باشند دمای بالاتری در اتاق خواهیم داشت. جنس مصالح دیوار ترومبی جهت ذخیره انرژی داخل خود اهمیت دارد در روز دیواره‌ها حرارت را در خود ذخیره نموده و در شب آزاد می‌کنند در نتیجه هوا داخل آن به سمت بالا به حرکت درمی‌آید و گرم ماندن دمای اتاق تا پاسی از شب بسته به حرارت ذخیره شده در داخل دیوار ترومبی ادامه خواهد یافت. در داخل دودکش خورشیدی در اثر تابش خورشید به داخل آن و عبور از شیشه (دیواره سمت چپ) هوا گرم شده که به سمت بالا به حرکت درمی‌آید و در واقع کار یک رادیاتور فن‌دار را انجام می‌دهد. مطابق با شکل (۶) توزیع دما مابین دو دیواره مشاهده می‌گردد. در شکل (۷) نحوه شکل گیری جریان (خطوط جریان) دیده می‌شود.

بررسی صحت و اعتبار کار انجام شده

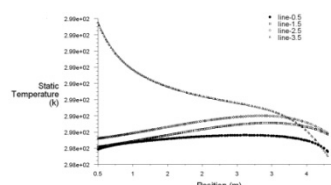
در ارتباط با صحت کار انجام شده می‌توان رفتار جریان را در قسمت دودکش خورشیدی با سایر کارهای تجربی و عددی انجام شده توسط دیگران مقایسه نمود. طبق آزمایشات انجام گرفته توسط بوچیر [۷] در یک دودکش خورشیدی و همچنین کار عددی انجام شده توسط گان [۸] در این زمینه، برای این دو مورد که تحت شرایط یکسان می‌باشند برنامه با شرایط دو مورد ذکر شده اجرا گردیده و نتایج در شکل (۸) مقایسه گردیده است با توجه به خطاهایی که در حین اندازه‌گیری و محاسبات بروز می‌کند نتایج حاصل شده رضایت بخش می‌باشد.



شکل ۹ کانتورهای دما در داخل ناحیه محاسباتی



شکل ۱۰ توزیع دما داخل اتاق در مجاورت کف



شکل ۱۱ تغییرات دمای هوا در ارتفاعات مختلف در داخل اتاق



تعیین زاویه شیب سطح و زاویه سمت الرأس برای دریافت بیشترین انرژی تشعشعی از خورشید

پویان طالبی زاده^۱، مرتضی عبدال زاده^۲، مظفر علی مهربان^۳

^۱ دانشجوی ارشد مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، talebizadeh.pouyan@yahoo.com

^۲ عضو هیأت علمی، دانشگاه آزاد اسلامی کرمان، mabdolzadh@yahoo.com

^۳ استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان، ma_mehrabian@alum.mit.edu

چکیده

در این مقاله زاویه شیب سطح و زاویه سمت الرأس پانل‌های خورشیدی جهت دریافت بیشترین تشعشع خورشید در شهرهای کرمان، یزد، زاهدان و بیرجند بدست آمد. با توجه به بیشتر شدن مقدار انرژی بدست آمده برای شهر یزد، این شهر به عنوان مبنا در نظر گرفته شد. زوایای بهینه در روزها، ماه‌ها و فصول مختلف سال و همچنین در کل با استفاده از مدل‌های مختلف بدست آمد. نتایج نشان داد که زاویه سمت الرأس بهینه برای دریافت بیشترین تشعشع خورشید صفر می‌باشد. از طرفی دریافت ماکزیمم انرژی از خورشید در روزهای مختلف سال در زوایای شیب مختلفی صورت می‌گیرد که تغییر زاویه به صورت روزانه با استفاده از دنبال کننده مقرون به صرفه نمی‌باشد. این درحالی است که مقدار انرژی بدست آمده بر حسب زوایای بهینه روزانه و ماهیانه تفاوت قابل ملاحظه‌ای ندارد.

کلمات کلیدی: انرژی خورشیدی، زاویه شیب، زاویه سمت الرأس، پانل خورشیدی

مقدمه

برای دریافت بیشترین مقدار انرژی باید سطح صاف تقریباً عمود بر جهت تشعشع باشد که این امر با استفاده از دنبال کننده‌هایی که به طور لحظه‌ای خورشید را دنبال می‌کند امکان‌پذیر است. اما مشکل اصلی هزینه بالای ساخت این وسایل می‌باشد. می‌توان به جای استفاده از آن، زاویه شیب پانل را به صورت روزانه، ماهیانه و یا فصلی تغییر داد. اغلب مطالعات انجام شده در این زمینه، بر روی زاویه شیب صورت گرفته است و بیانگر این مطلب می‌باشند که زاویه شیب در نیم کره شمالی برای پانل‌های خورشیدی رو به جنوب وابسته به عرض جغرافیایی است. لوند [۱] زاویه بهینه را برابر با $\beta_{opt} = \phi \pm 15$ و دافی [۲] زاویه بهینه را $\beta_{opt} = (\phi + 15) \pm 15$ بدست آورد. کویی [۳] زاویه بهینه را برای چندین شهر دنیا بررسی کرد و مقدار آن را $\beta_{opt} = \phi \pm 10$ بدست آورد. نیچی گردوف [۴] روابطی برای بدست آوردن زاویه بهینه در ماه‌های مختلف ارائه کرد. اولگن [۵] با استفاده از یک مدل ریاضی زاویه بهینه در شهر ازمیر ترکیه را محاسبه و روابطی برای ماه‌ها و فصول مختلف سال ارائه کرد. در این پروژه علاوه بر تأکید بر زاویه سمت الرأس، زاویه شیب در چهار شهر ایران و همچنین مقادیر بیشینه انرژی قابل حصول محاسبه گردید.

مدل‌های ریاضی

اطلاعات مربوط به تشعشع کل خورشید روی یک سطح افقی معمولاً در دسترس می‌باشد که با استفاده از آن می‌توان انرژی رسیده به سطوح شیب دار را محاسبه کرد. تشعشع کل روزانه H_T (میانگین روزانه یا میانگین ماهیانه مقادیر روزانه) برابر با مجموع تابش مستقیم، تابش پخشی و تابش انعکاسی می‌باشد.

$$H_T = H_b + H_d + H_r$$

روش استفاده شده برای بدست آوردن H_T روش ایزوتروپیک می‌باشد که توسط لیو [۶] ارائه شده است.

$$\bar{H}_T = \bar{H} \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \right) \bar{R}_b + \bar{H}_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \bar{H} \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

در رابطه اخیر مقادیر H_d ، R_b در مرجع [۷] موجود می‌باشد.

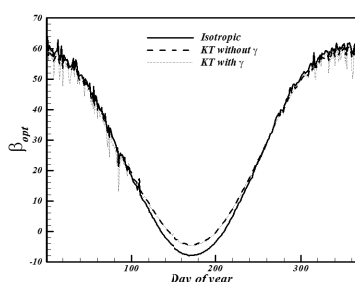
این مدل تنها برای پانل‌هایی با زاویه سمت الرأس صفر قابل استفاده می‌باشد. کلین [۷] روشی را ارائه کرده است که تأثیرات زاویه سمت الرأس را نیز مورد ارزیابی قرار می‌دهد که روابط آن به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\bar{H}_T}{\bar{H}} = D + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

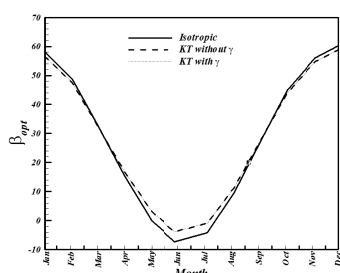
که مقدار D در مرجع [۷] موجود می‌باشد.

بررسی نتایج:

در کار حاضر داده‌های روزانه گرفته شده از سازمان هوا شناسی برای بدست آوردن زاویه بهینه روزانه مورد استفاده قرار گرفته است. میانگین ماهیانه داده های روزانه محاسبه و برای تعیین زاویه بهینه ماهیانه بکار رفتند. ضمناً مقادیر روزانه بکار گرفته شده میانگین داده های اندازه گیری شده در یک دوره ۲۲ ساله می‌باشند. ضریب انعکاس زمین نیز $\rho_g = 0.2$ در نظر گرفته شده است. در شکل های ۱ و ۲ مقادیر بهینه بدست آمده برای β به ترتیب برای روز و سال نشان داده شده است.



شکل ۱ زاویه بهینه شیب سطح برای روزهای مختلف سال



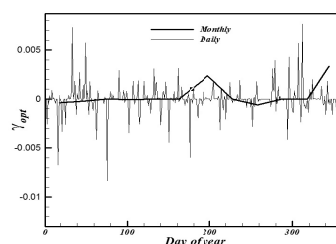
شکل ۲ زاویه بهینه شیب سطح برای ماه های مختلف سال



جدول ۳. زوایای بهینه ماهیانه، فصلی و سالانه با استفاده از مدل K-T

	β	$H_T \times 10^6$	β	$H_T \times 10^6$	β	$H_T \times 10^6$
ژانویه	56.72	21.11	45.60	20.90	29.05	19.05
فوریه	47.59	23.53		23.68		22.89
مارس	32.49	21.35		21.29		21.79
آوریل	16.64	23.82	5.23	23.47		23.68
مه	2.98	26.87		26.84		25.60
جون	-3.90	29.72		29.43		26.75
جولای	-0.97	28.71	12.85	28.13		26.59
اوت	11.32	27.29		27.29		26.37
سپتامر	28.20	26.96		26.18		26.97
اکتبر	44.04	26.23	52.52	26.02		25.49
نوامبر	54.71	21.80		21.41		20.02
دسامبر	58.80	20.15		20.31		17.94

مقادیر مربوط به زاویه سمت الرأس در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳. زاویه بهینه سمت الرأس برای روزها و ماه‌های مختلف سال

در جدول ۱ مقادیر زاویه شیب برای پانل‌های خورشیدی با استفاده از روش حاضر و همچنین با استفاده از یک روش بهینه‌سازی که توسط نیجی گردوف [۴] انجام شده است به منظور مقایسه آورده شده است.

جدول ۱. مقایسه زاویه بهینه شیب از روش حاضر و مدل نیجی گردوف [۴]

	نیجی گردوف [۴]	KT with γ	KT with out γ	Isotropic
ژانویه	57.07	56.72	56.72	58.08
فوریه	7.593	47.59	47.59	48.76
مارس	35.54	32.49	32.49	32.84
آوریل	21.54	16.64	16.68	15.37
مه	5.33	2.98	2.98	-0.23
جون	-6.56	-3.90	-3.90	-7.33
جولای	-1.92	-0.97	-0.97	-4.19
اوت	13.59	11.32	11.32	9.47
سپتامر	29.54	28.20	28.20	27.93
اکتبر	43.54	44.04	44.04	44.92
نوامبر	54.33	54.71	54.72	56.03
دسامبر	61.43	58.80	58.80	60.18

در جدول ۲ نیز مقادیر بدست آمده از مدل‌های مختلف برحسب زوایای بهینه روزانه، ماهیانه، فصلی و سالانه آورده شده است:

جدول ۲. مقایسه تشعشع دریافتی کل از مدل‌های مختلف

Model	$H_T(\text{year}) \times 10^6$	$H_T(\text{season}) \times 10^6$	$H_T(\text{month}) \times 10^6$	$H_T(\text{day}) \times 10^6$
Isotropic	85.74	90.82	91.96	92.67
K-T without γ	85.47	89.86	90.52	91.19
K-T with γ	85.47	89.86	90.52	90.64

جدول ۳ نیز مقادیر انرژی تشعشعی را برای مدل K-T برای ماه‌های مختلف نشان می‌دهد.

جمع بندی

با توجه به نتایج بدست آمده مشخص شد که مقادیر انرژی تشعشعی بدست آمده برحسب زوایای بهینه روزانه بیشتر می‌باشد اما استفاده از دنبال کننده که روزانه خورشید را دنبال کند مقرون به صرفه نمی‌باشد. این در حالی است که مقادیر روزانه با ماهیانه تفاوت قابل ملاحظه‌ای ندارد. لذا می‌توان زاویه رابه صورت ماهیانه تغییر داد که انرژی بیشتری نیز دریافت کرد.

فهرست علائم

$\bar{H}$	میانگین ماهیانه مقادیر روزانه شدت تشعشع خورشیدی دریافتی (مگاژول بر مترمربع در روز)
H	میانگین روزانه شدت تشعشع خورشیدی دریافتی (مگاژول بر مترمربع در روز)
$\bar{H}_T$	میانگین ماهیانه مقادیر روزانه شدت تشعشع خورشیدی دریافتی کل (مگاژول بر مترمربع در روز)
H_T	مقادیر روزانه شدت تشعشع خورشیدی دریافتی کل (مگاژول بر مترمربع در روز)
$\bar{H}_b$	میانگین ماهیانه مقادیر روزانه شدت تشعشع خورشیدی دریافتی مستقیم (مگاژول بر مترمربع در روز)
$\bar{H}_d$	میانگین ماهیانه مقادیر روزانه شدت تشعشع خورشیدی پخشی (مگاژول بر مترمربع در روز)
$\bar{H}_r$	میانگین ماهیانه مقادیر روزانه شدت تشعشع خورشیدی انعکاس از زمین (مگاژول بر مترمربع در روز)
β	شیب سطح دریافت کننده نسبت به افق (درجه)
γ	زاویه سمت الرأس (درجه)
ϕ	عرض جغرافیایی (درجه)

مراجع

- [1] Lunde, P.J., *Solar Thermal Engineering*. New York: Wiley, 1980.
- [2] Duffie, J.A., Beckman, W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York: Wiley, 1982.
- [3] QIU G., RIFFAT S. B., *Optimum Tilt Angle of Solar Collectors and Its Impact on Performance*, International journal of ambient energy, Vol. 24, 2003, pp. 13-20.
- [4] Nijegorodov, N., Devan, K.R.S., Jain, P.K., *Atmospheric Transmittance Models and an Analytical Method to Predict the Optimum Slope on an Absorber Plate*, Renewable Energy, Vol. 4, 1997, pp. 525-530.
- [5] Ulgen, K., *Optimum Tilt Angle for Solar Collectors Energy Sources*, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects, Vol. 28, 2006, pp. 1171-1180.
- [6] Liu, B.Y.H., Jordan, R.C., *Daily Insolation on Surfaces Tilted Towards the Equator*, Transactions ASHRAE, 1979, pp. 526-541.
- [7] Klein, S.A., *Calculation of Monthly Average Insolation on Tilted Surfaces*, Solar Energy, Vol. 10, 1981, pp. 72-77.



Simulation and economic analysis of Solar Assisted air-conditioner

Poorya Ooshaksaraei¹, Kamaruzzaman Sopian², Ronak Daghigh³

¹Master Student, University Kebangsaan Malaysia, Solar Energy Research Institute, p_ooshaksaraei@yahoo.com

²Prof. Dr., University Kebangsaan Malaysia, Solar Energy Research Institute, ksopian@vlsi.eng.ukm.my

³PhD. Student, University Kebangsaan Malaysia, Solar Energy Research Institute, rdodper@yahoo.com

Abstract

Solar energy is one of the most well known green sources of energy. This research presents a feasibility study of a small scale air conditioning unit consists of an aqua-ammonia ejector absorption system equipped by evacuated solar thermal collectors. The dynamic simulation has been performed. The solar fraction is 10% to 36% for collector area of 10m² to 50m². The economic analysis has also been conducted. Electrical cost less than 0.45 USD/kW.hr is not economical and leads to negative saving.

Keywords: Solar energy, Evacuated tube, Absorption, Air-conditioning, Economic analysis

Introduction

Energy supply to refrigeration and air-conditioning systems constitutes a significant role in the world.

The idea is not new; a solar-driven refrigerator was first recorded in Paris in 1872 by Albel Pifre [1]. Solar powered refrigeration systems have been installed worldwide in many countries. Most are thermally driven absorption systems, designed for air-conditioning purposes.

F. Assilzadeh et al [2] simulated a LiBr Solar absorption cooling system with evacuated tube solar collector. They designed and evaluated the system for Malaysian climate and similar topical regions.

Adnan Sozen et al [3] focused their study on feasibility of ejector-absorption cooling systems (EACSs) in Turkey by meteorological data. They also determined whether or not the required heat for the generator of an EACS can be obtained from solar energy in Turkey or not. The most important reason for the usage of EACSs in Turkey is the production and usage of the CFCs and HCFCs will be phased out a few years according to the Montreal Protocol, signed in 1987.

Kanjanapon Chunnanond et al [4] provided a literature review on ejectors and their applications in refrigeration. They described basic background and development of an ejector and its application in refrigeration purposes.

This research is comprised of simulation techniques for dynamic analysis of Solar Air-conditioning systems. Solar driven ejector absorption refrigeration system has been modelled and monthly simulations have been performed for space cooling and space heating base on available climate data for Iran (TRNSYS weather data). Here the results of economical analysis present the profit margin of the solar Air conditioning systems.

Mathematical Model

Different types of solar thermal collectors could be used for this purpose such as flat plate collector, evacuated tube collector, CPC, etc. In very hot environment, the system requires relatively high generator temperature, thus a flat plate solar collector is not economically competitive because the high amount of auxiliary heat needed to boost up the generator temperature [5].

There are many refrigeration systems that could be run by solar thermal energy. This research concentrates on Aqua-Ammonia absorption system because of its both Air-conditioning and refrigeration application.

Aqua ammonia is a binary liquid mixture. The properties of this mixture could be extracted from diagrams. Here we use the derivative equations during the simulation [6].

The ejector mainly consists of a nozzle, a mixing chamber and a diffuser. The ejector is characterized by the fact that there are no moving parts and no requirement for additional energy source.

$$\text{Entrainment Ratio}(w) = \frac{\text{secondary flow}}{\text{primary flow}} \quad (1)$$

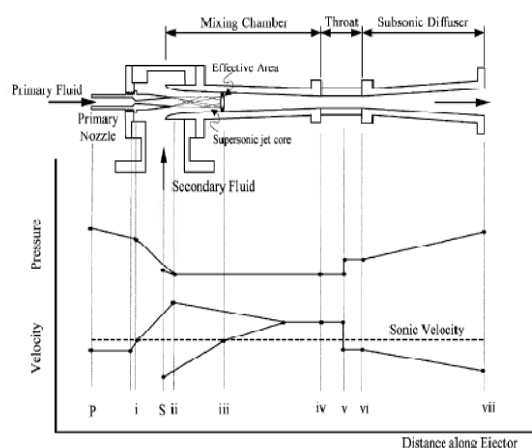


Figure 1. Schematic view and the variation in stream pressure and velocity as a function of location along a steam ejector [4]

Dynamic Simulation

Dynamic simulation is a key method for evaluating the system performance and optimum sizing of the components. In this study simulation has been developed in TRNSYS 16 environment.

Results of Simulation

We used available weather data for few cities in IRAN at different latitude during simulations.



According to ambient temperature, we defined the cold season and hot season. As an example, hot season starts by the middle of April and it finishes by almost the middle of September for Tehran, that we harvest solar energy for cooling application. The rest of the year is the time we do space heating as illustrated in figure 2.

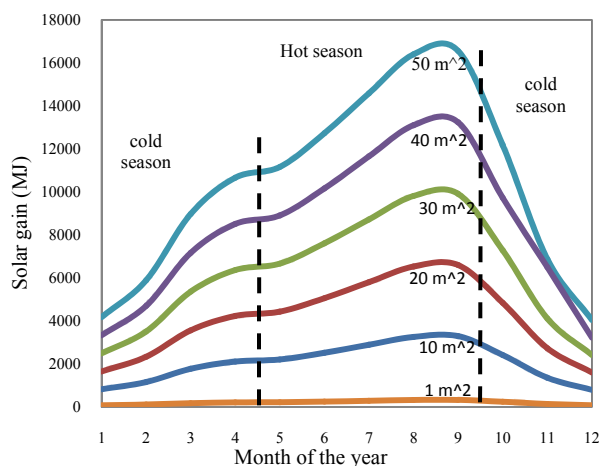


Figure 2. Solar heat gain in Tehran for 1m² to 50m² collector area

Economic Analysis

The economic problem in solar process design is to find the lowest cost system [7]. Economic analysis has been developed to find the most economic system design too meet the demand. Solar saving is the difference between the cost of a conventional system and a solar system.

$$\text{Solar Saving} = \left(\begin{matrix} \text{Cost of} \\ \text{conventional} \\ \text{Energy} \end{matrix} \right) - \left(\begin{matrix} \text{Cost of} \\ \text{Solar} \\ \text{Energy} \end{matrix} \right) \quad (2)$$

In this equation it is not necessary to evaluate the costs that are common to both the solar and the nonsolar system [7].

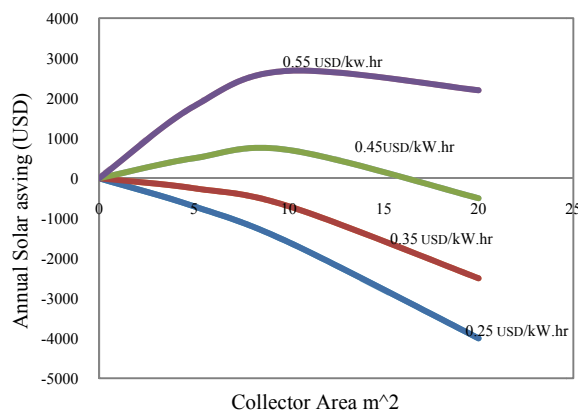


Figure 3. Solar saving by economic analysis for different fuel cost

Figure 3 illustrates the solar saving of an aqua-ammonia solar absorption system with average cooling capacity

of 3.5Kw. It's clear that for the cost of electricity less than 0.45 USD/kW.hr leads to negative solar saving for all collector areas. We would be able to forecast the benefit of investigating the solar collector, if we consider the cost of energy in future.

Conclusion

Proper harvesting of solar energy will provide invaluable thermal source of energy that could be investigated in different applications such as Air-conditioning (space cooling), space heating, drying and etc.

This source can run the system but not continuously. That why we need auxiliary source to assure the system will function properly. This study presents the solar fraction for a small scale aqua-ammonia ejector Air conditioner from 10% to 35% when the solar collector area is 5~50m².

In first glance we may find solar energy as a non economic one; but the fact is at the moment the fuel cost is affordable, because of almost low cost non-renewable but invaluable Oil sources. We have to replace the conventional energy resources by renewable ones, for the time that there will be no oil any more. By economic analysis we would be able to find the most economic system design and sizes. Electrical cost less than 0.45 USD/kW.hr is not economical and leads to negative saving

References

- 1- Wimolsiri Pridasawas, "Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle", Doctoral Thesis, 2006, *Royal Institute of Technology, KTH*
- 2- F. Assilzadeh, S.a. Kalogirou, Y. Ali, K. Sopian, "Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collector", 2005, *Renewable Energy*, Vol. 30, pp. 1143-1159.
- 3- Adnan Sozen, Mehmet Ozalp, "Solar-driven ejector-absorption cooling system", 2005, *Applied Energy*, Vol. 80 pp. 97-113
- 4- Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana, "Ejectors: applications in refrigeration technology", 2003, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 8, pp. 129-155
- 5- Wimolsiri Pridasawas, Per Lundqvist, "A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant", 2007, *International Journal of Refrigeration* Vol.30, pp. 840-850
- 6- J.Patek and J.Klomfar, "Simple function for fast calculation of selected thermodynamic properties of ammonia-water system", 1994, *International Journal of refrigeration* Vol.14, pp. 228-234
- 7- John A. Duffie, William A.Beckman, "Solar Engineering Of thermal Processes", John Wiley & sons. Inc., 1991.

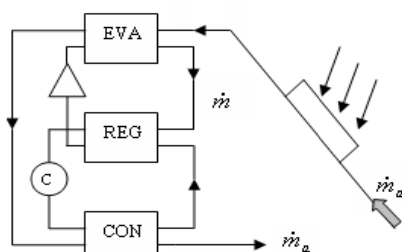


مقایسه عملکرد سیال عامل دی اکسید کربن و R-134a در سیستم گرمایش خورشیدی و بهینه سازی به کمک الگوریتم ژنتیک

مولود عباسی^۱، امین بهزادمهر^۲

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی هسته ای، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران؛ molood.abasi@gmail.com
^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان؛ behzadmehr@hamoon.usb.ac.ir

۱ نشان داده شده است. این سیستم از یک گردآورنده خورشیدی به منظور تأمین و گردآوری انرژی خورشید و یک پمپ حرارتی به منظور گرمایش تشکیل شده است.



شکل ۱- طرح سیستم گرمایش خورشیدی

اولین گام در طراحی گردآورنده خورشیدی، نوع آن است. بهترین نوع گردآورنده خورشیدی برای مصارف ساختمانی گردآورنده‌های صفحه تخت می‌باشند [۴]، به همین دلیل از گردآورنده صفحه تخت با سیال عامل آب استفاده شده است. گردآورنده از یک پوشش شیشه‌ای، صفحه جاذب از جنس آلومینیوم و عایق پلی اورتان تشکیل شده است. دمای ورود سیال به گردآورنده ۲۰ درجه سانتی‌گراد و دمای محیط با توجه به شرایط آب و هوایی شهر زاهدان در ماه‌های مختلف سال تعیین می‌شود.

محاسبه انرژی مفید گردآورنده و ضریب عملکرد پمپ حرارتی

انرژی مفید جذب شده توسط گردآورنده از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Q_u = A_c \cdot F_R [I(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (1)$$

Q_u انرژی مفید کسب شده توسط گردآورنده، A_c مساحت گردآورنده، I شدت تابش کلی، U_L ضریب افت حرارت کلی، $\tau\alpha$ ضریب جذب مؤثر عبوری از سطح، T_a دمای محیط، T_i دمای ورودی سیال، F_R ضریب انتقال حرارت.

میزان بازده گردآورنده و ضریب عملکرد پمپ حرارتی نیز به ترتیب مطابق روابط زیر بدست می‌آید:

$$\eta = \frac{Q_u}{I \cdot A_c} \quad (2)$$

$$COP = \frac{q_{con}}{w_{com}} \quad (3)$$

COP ضریب عملکرد سیکل، q_{con} بارحرارتی در چگالنده، w_{com} کار کمپرسور، η بازده گردآورنده.

چکیده

در این تحقیق طرحی از یک سیستم گرمایش خورشیدی با استفاده از پمپ حرارتی جهت گرمایش یک واحد مسکونی معرفی و به کمک الگوریتم ژنتیک برای ماه‌های مختلف سال بهینه‌سازی شده است. به لحاظ مسایل زیست محیطی، دی اکسید کربن بعنوان سیال عامل در پمپ حرارتی مورد استفاده قرار گرفته است. ضریب عملکرد سیکل در ماه‌های سرد سال، بازده گردآورنده خورشیدی و میزان گرمای جذب شده توسط گردآورنده خورشیدی در شرایط عادی و بهینه در ماه‌های مختلف سال مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که سیال عامل دی اکسید کربن کارایی مناسبی جهت استفاده در این سیکل را دارد.

کلمات کلیدی: گرمایش خورشیدی، گردآورنده خورشیدی، دی اکسید کربن، سیال عامل، الگوریتم ژنتیک.

مقدمه

با افزایش قیمت نفت، کشورهای صنعتی به این نتیجه رسیدند که با بهینه سازی مصرف انرژی در صنایع و ساختمان‌ها می‌توان مصرف انرژی را تا ۴۰ درصد کاهش داد. انرژی خورشید در اکثر مناطق جهان قابل دسترسی بوده و بدلیل فناوری ساده و کاهش آلودگی هوا و محیط زیست می‌تواند جایگزینی مناسب برای سوخت‌های فسیلی باشد. علاوه بر موارد فوق نتیجه مهم استفاده از این منبع انرژی، ذخیره سوخت‌های فسیلی برای نسل‌های آینده می‌باشد. از موارد استفاده مهم این منبع انرژی می‌توان به سیستم گرمایش خورشیدی اشاره نمود. در زمینه طراحی و بهینه‌سازی این سیستم‌ها تحقیقات بسیاری صورت گرفته که از جمله آنها می‌توان به ویورل بدسکیو در سال ۲۰۰۲ در زمینه سیستم گرمایش پمپ حرارتی با استفاده از مخزن ذخیره انرژی [۱] و وی در سال ۲۰۰۶ در زمینه بهینه سازی گردآورنده خورشیدی صفحه تخت [۲] اشاره نمود. در طراحی سیکل گرمایش خورشیدی خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سیال عامل مورد استفاده نقش مهمی را ایفا می‌کند، به طوری که با انتخاب صحیح سیال عامل می‌توان راندمان سیکل را افزایش داد. علاوه بر خواص ذکر شده، اثرات زیست محیطی سیال عامل و آلودگی‌های ناشی از آن نیز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است [۳].

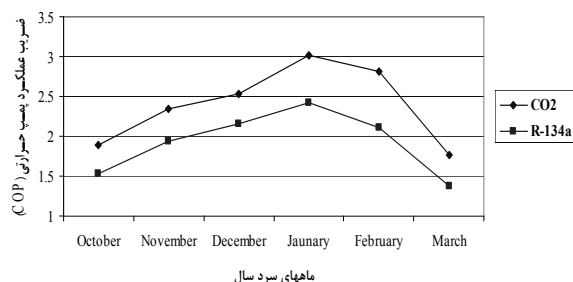
طراحی سیستم گرمایش خورشیدی

طراحی سیستم گرمایش خورشیدی شامل دو بخش می‌باشد: بخش اول طراحی اجزاء خورشیدی و بدست آوردن معادلات گردآورنده و بخش دوم طراحی سیکل گرمایش. سیستم گرمایش خورشیدی طراحی شده در شکل



نتایج بهینه سازی سیستم گرمایش خورشیدی

در این مطالعه مینیمم کردن افت انرژی در گردآورنده، ماکزیمم کردن انرژی جذب شده در گردآورنده و در نهایت، بهبود ضریب عملکرد پمپ حرارتی به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده است. بهینه‌سازی به کمک الگوریتم ژنتیک و با در نظر گرفتن قیود مربوطه انجام گرفته است. شکل ۲ نمونه‌ای از فرآیند بهینه‌سازی را نشان می‌دهد. مقدار انرژی مفید بدست آمده از گردآورنده در حالت بهینه و در شرایط عادی برای ماه‌های مختلف سال در شکل ۳ نشان داده شده است. شکل ۴ بازده گردآورنده را در ماه‌های مختلف سال و برای شرایط نرمال و بهینه نشان می‌دهد. ضریب عملکرد پمپ حرارتی در ماه‌های سرد سال با استفاده از دو سیال عامل دی اکسید کربن و R-134a در شکل ۵ نشان داده می‌شود.



شکل ۵- ضریب عملکرد پمپ حرارتی

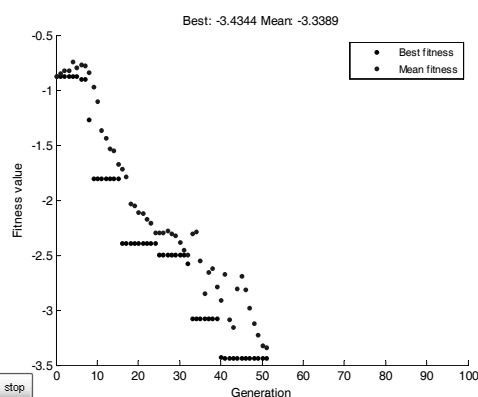
نتیجه گیری

در این مطالعه کارایی دی اکسید کربن جهت استفاده در پمپ‌های حرارتی مورد بررسی قرار گرفت و عملکرد خوب این سیال به عنوان جایگزینی برای مبردهای متداول نشان داده شد. با توجه به نتایج بدست آمده، ماکزیمم ضریب عملکرد پمپ حرارتی در ماه‌های سرد سال با استفاده از R-134a، ۲.۴۲ می‌باشد در حالی که با استفاده از دی اکسید کربن این میزان با ۰.۶ افزایش به مقدار ۳.۰۱ رسیده است. آنچه که از نتایج بدست آمده از فرآیند بهینه‌سازی استنباط می‌شود، این است که با توجه به عملکرد مناسب این سیال در مقایسه با سیال عامل R-134a، دی اکسید کربن می‌تواند جایگزینی مناسب برای مبردهای متداول باشد.

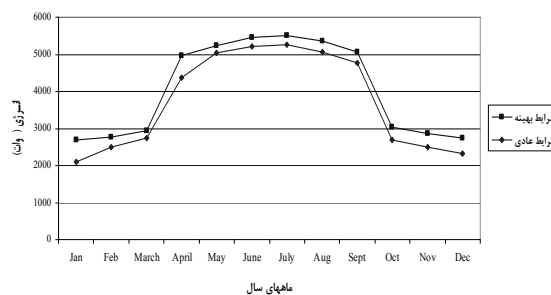
علاوه بر این به ازای مقدار متوسط مساحت بهینه بدست آمده از روش الگوریتم ژنتیک (۱۰ مترمربع)، گردآورنده در شرایط بهینه در ماه‌های گرم سال قابلیت جذب تا ۵۵۰ وات بر متر مربع را دارد، در حالی که در شرایط نرمال این مقدار حداکثر ۵۰۰ وات بر متر مربع می‌باشد. همچنین بازده گردآورنده در شرایط عادی حدود ۶۵ درصد بوده که در شرایط بهینه به مرز ۷۰ درصد رسیده است.

مراجع

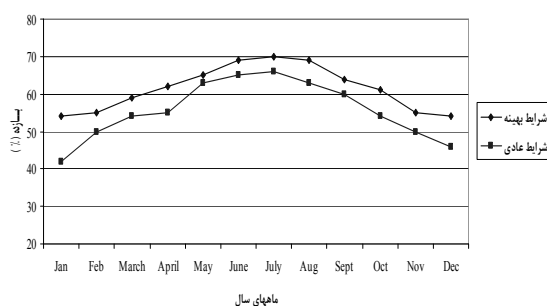
- 1- Badescu V., 2002, "Model of a solar- assisted heat-pump system for space heating integration a thermal energy storage unit, Energy and Building", Vol. 34, pp. 715-726.
- 2- Badescu V., 2006, "optimum fin geometry in flat plate solar collector systems, Energy Conversion and Management", Vol. 47, pp. 2397-2413.
- 3- Van Wylen, Gordon Jhon, "Fundamentals of classical thermodynamics", 2002.
- 4- Kreith, F. and Kreider, J., "Solar Energy Handbook, McGraw Hill", 1981.



شکل ۲- فرایند حل الگوریتم ژنتیک در نرم افزار مطلب



شکل ۳- انرژی مفید کسب شده از گردآورنده



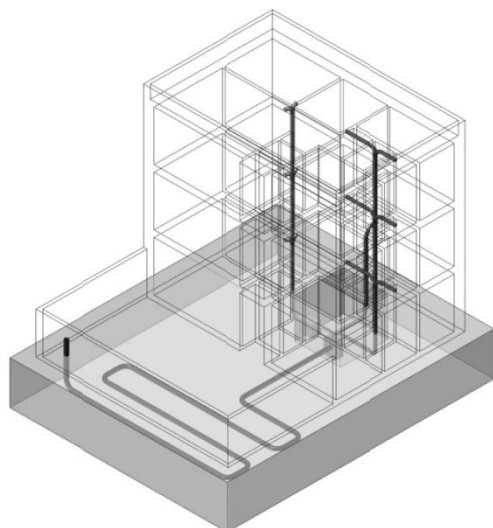
شکل ۴- بازده گردآورنده



مبدل حرارتی زیرزمینی

فرشاد نصراللهی^۱

^۱ دکتری مهندسی معماری تخصص انرژی، دانشگاه صنعتی برلین؛ farshad.nasrollahi@tu-berlin.de



شکل ۱: مبدل حرارتی زیرزمینی

چکیده

این مقاله به بررسی استفاده از مبدل حرارتی زیرزمینی در سیستم تهویه مکانیکی ساختمان‌ها و میزان انرژی صرفه جویی شده توسط این سیستم می‌پردازد. برای بررسی میزان صرفه جویی انرژی و نیز میزان اقتصادی بودن اینگونه مبدل‌ها، یک نمونه مبدل حرارتی زیرزمینی در اقلیم شهر تبریز مدلسازی شده است. نتایج این مدلسازی‌ها نشان می‌دهد، مبدل‌های حرارتی زیرزمینی می‌توانند میزان زیادی انرژی گرمایشی و سرمایشی صرفه جویی نمایند. این بررسی‌ها همچنین نشان می‌دهد، استفاده از مبدل‌های حرارتی زیر زمینی بر پایه متوسط قیمت انرژی کشور های جهان اقتصادی می‌باشد.

کلمات کلیدی: مبدل حرارتی زیرزمینی، انرژی گرمایشی، انرژی سرمایشی، مدلسازی

مقدمه

یکی از بارزترین خصوصیات مورد نیاز خانه های کم انرژی، میزان اندک تعویض هوا در این ساختمان‌ها می باشد. در این ساختمان‌ها برای تامین هوای تازه مورد نیاز ساکنین، ناگزیر بایستی از یک سیستم تهویه مکانیکی استفاده نمود. وجود یک سیستم تهویه مکانیکی در یک ساختمان، نه تنها امکان استفاده از یک مبدل حرارتی هوا به هوا برای بازیافت انرژی هوای خروجی را امکانپذیر می نماید، بلکه امکان استفاده از یک مبدل حرارتی زیرزمینی برای صرفه جویی انرژی و افزایش بازدهی ساختمان را از نظر انرژی فراهم می کند.

دمای عمق زمین در زمستان بیشتر و در تابستان کمتر از دمای هوای خارج می‌باشد و از این ویژگی می‌توان جهت پیش گرمایش هوای سرد ورودی در زمستان و برای پیش سرمایش هوای گرم ورودی در تابستان و کمک به تامین شرایط آسایش حرارتی بدون صرف انرژی استفاده نمود. از اینرو امکان دیگر برای کاهش مصرف انرژی ساختمان‌ها، استفاده از کانال‌های زیرزمینی است که هوای تازه بیرون را وارد ساختمان می‌کند.

مبدل حرارتی زیرزمینی

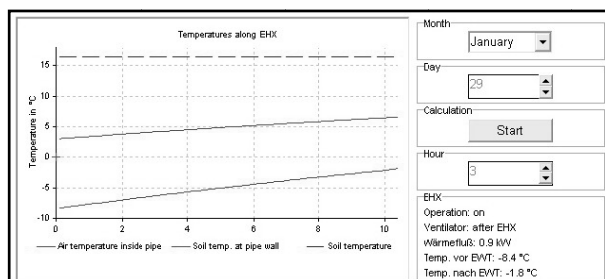
ادر مبدل‌های حرارتی زیرزمینی ساختمان‌های کوچک، در زمستان، هوای سرد بیرون به درون لوله‌ای به طول ۲۰ تا ۵۰ متر که در عمق حدود ۱ متری زیر ساختمان قرار دارد مکیده می‌شود [1] و بدینصورت دمای هوای سرد بیرون حتی در سردترین روزهای زمستان قبل از اینکه وارد ساختمان گردد، به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد. در تابستان نیز دمای هوای گرم بیرون با عبور از سیستم مذکور، قبل از اینکه وارد ساختمان گردد، به حد قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد.

عمق مناسب مبدل حرارتی زیرزمینی به عوامل متعددی و از جمله اقلیم و دمای زمین بستگی دارد. عمق بهینه برای این مبدل، عمقی از زمین است که زمین در این عمق بیشترین دما را در زمستان و کمترین دما را در تابستان دارد. برای یافتن این عمق، دمای زمین در عمق‌های متفاوت بایستی با دمای هوا مقایسه گردد و عمقی از زمین که بهینه ترین اختلاف دما و اختلاف فاز را با دمای هوا دارد، بعنوان عمق مناسب انتخاب گردد. برای یافتن عمق مناسب مبدل حرارتی زیرزمینی با دقت بیشتر، می‌توان از مدلسازی نیز استفاده نمود.

برای بررسی میزان صرفه جویی انرژی توسط یک مبدل حرارتی زیرزمینی، یک مبدل که می‌تواند برای یک ساختمان مسکونی ۲ طبقه بکار رود، به عنوان مطالعه موردی در اقلیم شهر تبریز مدلسازی شده است. ابتدا برای یافتن عمق مناسب زمین برای این مبدل حرارتی، دمای زمین در عمق‌های ۰/۵ و ۲ و ۴ متری با دمای هوا مقایسه شده است. این مقایسه نشان می‌دهد، عمق ۴ متری، عمق مناسب تری نسبت به ۲ عمق مقایسه شده برای قرارگیری مبدل می‌باشد، چرا که زمین در عمق ۴ متری، هم در تابستان و هم در زمستان، تفاوت دمایی مناسب تری با دمای هوا دارد. دمای زمین بویژه در این عمق، نه تنها در قسمت عمده‌ای از دوره گرمایش نسبت به دمای زمین بیشتر است، بلکه در فصل سرمایش نیز، از دمای هوا کمتر می‌باشد و این مساله می‌تواند هم برای گرمایش و هم برای سرمایش مورد استفاده قرار گیرد. تنها مساله در ماه‌های آوریل، می و ژوئن است، زمانیکه اختلاف دمای هوا و زمین، قابل استفاده نیست. در این ماه‌ها، دمای هوا بیشتر از دمای زمین و کمتر از دمای آسایش است. به عنوان مثال، متوسط دمای هوا در دو ماه آوریل و می، بترتیب ۱۱/۱ و ۱۴/۴ و دمای زمین بترتیب ۵/۸ و ۹ درجه سانتیگراد می‌باشد. در این بازه زمانی، دمای هوا برای رسیدن به محدوده آسایش بایستی افزایش یابد، در حالیکه دمای زمین



شکل زیر دمای هوا را قبل از ورود و پس از خروج از این مبدل در یکی از سردترین روزهای سال نشان می‌دهد. بر طبق این شکل، اگر در زمستان، هوا با دمای $-۸/۴$ درجه سانتیگراد وارد این مبدل گردد، دمای هوای خروجی $۱/۸$ - درجه سانتیگراد می‌باشد. همچنین اگر در یکی از گرمترین روزهای تابستان، دمای هوای ورودی به این سیستم $۳۱/۶$ درجه سانتیگراد باشد، هوا قبل از خروج از این مبدل تا $۲۷/۴$ درجه سانتیگراد خنک خواهد شد.



شکل ۴: دمای هوای ورودی و خروجی مبدل حرارتی زیرزمینی در زمستان

نتیجه‌گیری

نتایج بررسی‌ها و مدل‌سازی‌های انجام شده نشان می‌دهد، استفاده از مبدل‌های حرارتی زیرزمینی در ساختمان‌ها می‌تواند باعث صرفه جویی میزان قابل توجهی انرژی حرارتی گردد.

برای صرفه جویی بیشتر انرژی و استفاده از یک مبدل بهینه، می‌بایستی عمق مبدل حرارتی زیرزمینی، طول مبدل، قطر و شکل لوله‌های مبدل، فاصله قرارگیری لوله‌ها از یکدیگر، محل قرارگیری مبدل نسبت به ساختمان‌های مجاور و تمامی فاکتورهای مرتبط با آن؛ با توجه به اقلیم، اندازه و کاربری ساختمان، میزان تعویض هوا و جنس زمین، بطور دقیق محاسبه گردد. برای این کار می‌توان از مدل‌سازی استفاده نمود.

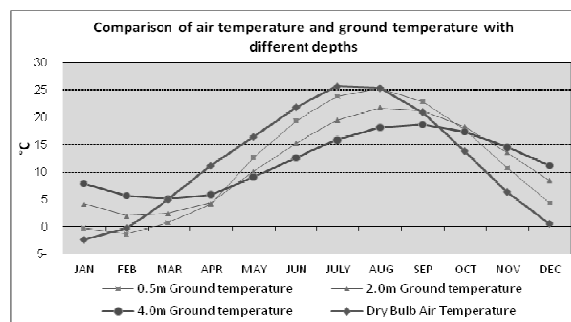
همچنین با توجه به قیمت پایین حامل‌های انرژی در ایران بواسطه پرداخت یارانه، سرمایه‌گذاری برای ساخت چنین مبدل‌هایی هنوز برای استفاده کنندگان، کاملاً اقتصادی نمی‌باشد. البته بدلیل پرداخت یارانه‌ها از سرمایه‌های ملی، سرمایه‌گذاری برای چنین مبدل‌هایی به سود اقتصاد کشور می‌باشد.

از آنجا که هوا سیال درون مبدل‌های حرارتی زیرزمینی و عامل انتقال حرارت در آنها است، استفاده از این مبدل‌ها بیشتر برای ساختمان‌هایی مناسب است، که در آنها یک سیستم هوایی وجود دارد. بنابراین ساختمان‌های دارای سیستم تهویه مکانیکی و یا ساختمان‌هایی که عامل انتقال حرارت در سیستم گرمایشی و سرمایشی آنها هوا می‌باشد، برای استفاده از مبدل‌های حرارتی زیرزمینی، مناسب می‌باشند.

مراجع

- 1- Graf, A. " Neue Passivhäuser, 24 Beispiele für den Energiestandard der Zukunft Deutschland - Österreich – Schweiz", Callwey. 2003.
- ۲- Nasrollahi, F. "Climate and Energy Responsive Housing in Continental Climates", Universitätsverlag der TU Berlin, ISBN: 978-3-7983-2144-1. 2009.

کمتر از دمای هوا بوده و گذراندن هوا از درون لوله‌های زیرزمینی، دمای آنرا به میزان بیشتری کاهش می‌دهد. در نتیجه، استفاده از مبدل حرارتی زیرزمینی در این زمان، نتیجه معکوس دارد. در این مدت، هوا بایستی بدون وارد شدن به سیستم مبدل حرارتی زیرزمینی، مستقیماً وارد دستگاه تهویه مکانیکی گردد.

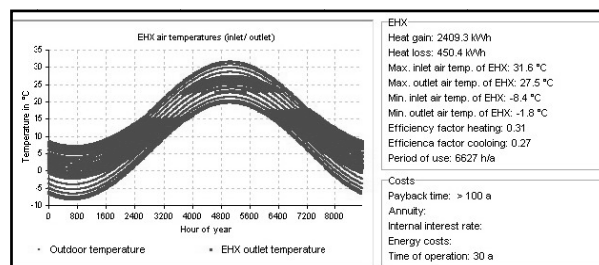


شکل ۲: متوسط ماهانه دمای هوا و دمای زمین در شهر تبریز

مدلسازی یک مبدل حرارتی زیرزمینی

برای محاسبه میزان انرژی که یک مبدل حرارتی زیرزمینی می‌تواند صرفه جویی نماید، یک مبدل حرارتی به طول ۵۲ متر در عمق ۴ متری در اقلیم شهر تبریز مدل‌سازی شده است.

شکل زیر دمای هوای بیرون را با دمای هوای خروجی از این مبدل حرارتی در طول سال نشان می‌دهد. این نمودار همچنین میزان انرژی صرفه جویی شده این مبدل را در طول تابستان و زمستان نشان می‌دهد.



شکل ۳: دمای هوای ورودی و خروجی از مبدل حرارتی در طول سال [۲]

بر اساس این شکل، میزان انرژی صرفه جویی شده توسط این مبدل زیرزمینی در زمستان $۲۴۰۹/۳$ و در تابستان $۴۵۰/۴$ کیلووات ساعت می‌باشد. برحسب زیربنای ساختمانی که این مبدل برای آن استفاده شده است، میزان صرفه جویی انرژی این مبدل به ازای هر متر مربع متغیر و بعنوان مثال برای یک ساختمان دو طبقه مسکونی با زیربنای ۲۰۰ متر مربع، ۱۲ کیلووات ساعت بر متر مربع در سال انرژی گرمایشی و $۲/۲۵$ کیلووات ساعت بر متر مربع در سال انرژی سرمایشی می‌باشد.

این شکل همچنین نشان می‌دهد که بر حسب قیمت حامل‌های انرژی در ایران در سال ۲۰۰۶، استفاده از یک مبدل حرارتی زیرزمینی، اقتصادی نمی‌باشد، چراکه دوره بازگشت چنین سیستمی بیشتر از عمر مفید یک ساختمان در ایران می‌باشد. هرچند بر اساس متوسط قیمت انرژی در کشورهای دیگر، دوره بازگشت چنین سیستمی $۱۸/۲$ سال (کمتر از عمر مفید سیستم) و نرخ سود سرمایه‌گذاری برای ساخت یک مبدل حرارتی زیرزمینی $۲۰/۷$ ٪ (بیشتر از نرخ سود بانکی) است.



بررسی عملکرد یک سیستم ترکیبی تولید همزمان الکتریسیته و گرمایش هوای تازه یک ساختمان به کمک صفحات خورشیدی (PV)

امین شهسوار^۱، مازیار سلمان‌زاده^۲، مهران عامری^۳، پویان طالبی‌زاده^۴

^۱ کارشناس ارشد، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ amin.shahsavari@yahoo.com

^۲ استادیار، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ msalmanz@clarkson.edu

^۳ دانشیار، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ ameri_mm@mail.uk.ac.ir

^۴ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ p.talebizadeh@gmail.com

چکیده

عملکرد یک سیستم ترکیبی صفحات خورشیدی (PV) و تامین هوای تازه یک دستگاه هوا رسان برای تولید همزمان الکتریسیته و پیش گرمایش هوای تازه در یک ساختمان در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به این که صفحات خورشیدی در بهترین شرایط حدود ۲۰ درصد از انرژی دریافتی خورشید را می‌توانند به الکتریسیته تبدیل نمایند از مابقی انرژی جذب شده برای گرمایش هوای تازه مورد نیاز یک دستگاه هوا رسان استفاده شده است. این عمل پیش گرمایش هوای تازه با کمک حرارت جذب شده توسط صفحات خورشیدی از سوی دیگر باعث خنک‌کاری صفحات خورشیدی و پایین نگه داشتن دمای آن‌ها می‌شود. میزان انرژی گرمایی مورد نیاز برای گرمایش هوای تازه یک سیستم هوا رسانی (بار گرمایی هوای تازه) و میزان شراکت صفحات خورشیدی در تامین این انرژی مورد نیاز، محاسبه گردیده شده است. علاوه بر این اثر خنک‌کاری هوای تازه عبوری، بر میزان الکتریسیته خروجی نیز مورد مطالعه قرار گرفته است.

کلمات کلیدی: فتوولتائیک، فتوولتائیک/حرارتی، بار گرمایی هوای تازه، ساختمان، انرژی خورشیدی

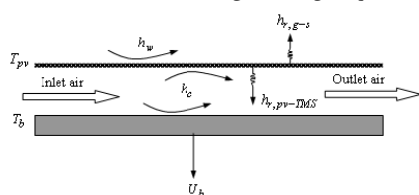
مقدمه

افزایش جمعیت، محدودیت منابع انرژی و گرمایش زمین از جمله عواملی می‌باشند که سیاستمداران بسیاری از کشورها را مجبور به بازبینی و تغییر سیاست‌های مصرف انرژی کشور و استفاده از تکنولوژی‌های جدید در بهره‌گیری از انرژی‌های پاک نموده است. ساختمان‌ها از جمله مصرف کنندگان عمده انرژی می‌باشند. در کار حاضر عملکرد یک سیستم ترکیبی خورشیدی تولید همزمان الکتریسیته و گرمایش در یک ساختمان مورد بررسی قرار گرفته است. در سیستم مذکور از صفحات فتوولتائیک برای تولید الکتریسیته استفاده شده است. با توجه به اینکه راندمان این صفحات در بهترین حالت حدود ۲۰ درصد می‌باشد مابقی انرژی دریافتی از خورشید به صورت حرارت تلف می‌شود. از طرفی در سیستم‌های گرمایش و تعویض هوای ساختمان با استفاده از دستگاه‌های هوا رسان بخش قابل توجهی از انرژی گرمایی مورد نیاز صرف گرم کردن هوای تازه مورد نیاز ساختمان می‌شود که در سیستم ترکیبی مورد بررسی قرار گرفته، از انرژی گرمایی که بایستی از صفحات خورشیدی به محیط اطراف دفع شود جهت پیش گرمایش هوای تازه ورودی به دستگاه هوا رسان استفاده شده است. میزان انرژی مورد نیاز برای گرمایش یک مقدار مشخص هوای تازه (بار گرمایی هوای تازه) در ساعات تابش آفتاب یک روز زمستانی و درصد مشارکت سیستم خورشیدی (PV) در تامین این بار گرمایی هوای تازه در شهر کرمان، ایران محاسبه شده است.

همچنین تاثیر خنک‌کاری هوای تازه مورد نیاز سیستم گرمایش ساختمان بر عملکرد صفحات خورشیدی (PV) در تامین الکتریسیته، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داد که استفاده از یک سری صفحات خورشیدی (PV) در مسیر عبور هوای تازه‌ی سیستم مورد بررسی تا حدود ۳۵ درصد در تا مین انرژی مورد نیاز گرمایش هوای تازه همکاری نماید همچنین در طرف دیگر این سیستم این عمل گرمایش هوا باعث خنک‌کاری صفحات خورشیدی و افزایش توان الکتریکی خروجی آنها می‌گردد

مدل سازی حرارتی صفحات خورشیدی

اجزای مختلف سیستم مورد بررسی و کلیه ضرایب انتقال حرارت در مقطع عرضی ارائه شده در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱: ضرایب انتقال حرارت

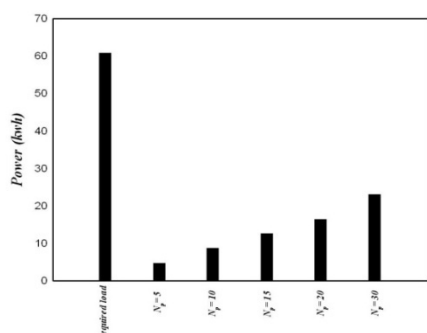
با توجه به این شکل المانی دیفرانسیلی به طول dx و به عرض w و به فاصله x از طول ورودی در نظر می‌گیریم. فرضیات مورد استفاده برای نوشتن معادلات بقای انرژی عبارتند از: انتقال حرارت دائم و یک بعدی، صرف نظر کردن از گرمای ویژه همه اجزا به جز هوای عبوری از کانال، یکسان در نظر گرفتن ضریب انتقال حرارت جابجایی میان هوای داخل کانال با صفحه فتوولتائیک و سطح عایق و در نهایت یکنواخت در نظر گرفتن دمای صفحه فتوولتائیک و سطح عایق. با در نظر گرفتن فرضیات فوق اکنون به ارائه روابط بقای انرژی برای اجزای مختلف سیستم می‌پردازیم. لازم به ذکر است که در روابط ارائه شده اندیس های pv ، f و b به ترتیب نشان دهنده صفحه فتوولتائیک، سیال عبوری از کانال و صفحه عایق زیری کانال هستند. منظور از $h_{r,1-2}$ ضریب انتقال حرارت تشعشعی بین دو سطح ۱ و ۲ است، در حالی که ضریب انتقال حرارت جابجایی با h_c نمایش داده شده است. شدت تابش ورودی نیز با I_r نشان داده شده است.

صفحه فتوولتائیک:

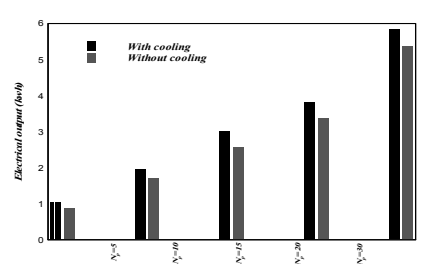
$$\tau_{pv}\alpha_{pv}(1-\eta_{el})I_rw dx = (h_w + h_{r,g-s})(T_{pv} - T_a)w dx + h_c(T_{pv} - T_f)w dx + h_{r,pv-b}(T_{pv} - T_b)w dx \quad (1)$$

هوای عبوری از کانال:

$$\dot{m}_f C_p dT_f = h_c(T_{pv} - T_f)w dx + h_c(T_b - T_f)w dx \quad (2)$$



شکل ۳: مقایسه میزان توان حرارتی تامین شده توسط صفحه‌های برای رساندن دمای هوای ورودی به دمای ۲۲/۵ درجه سانتی‌گراد



شکل ۴: توان الکتریکی تولید شده توسط صفحه‌های فتوولتائیک در حالت‌های با خنک‌کاری و بدون خنک‌کاری

نتیجه‌گیری

نتایج نشان می‌دهند که با عبور هوای تازه مورد نیاز دستگاه هوا رسان از روی ۳۰ عدد صفحه فتوولتائیک می‌توان در حدود ۳۰ درصد توان مورد نیاز برای رساندن دمای هوای تازه به دمای هوای برگشتی از مکان نوردنظر را تامین کرد. علاوه بر این نتایج نشان می‌دهند که خنک‌کاری صفحه‌های فتوولتائیک موجب افزایش توان الکتریکی تولیدی آن‌ها می‌شود.

فهرست علائم

C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
h_w	ضریب انتقال حرارت جابجایی هوای محیط (W/K.m ²)
N_p	تعداد صفحه‌های فتوولتائیک
T	دمای مطلق (K)
U_b	ضریب اتلاف حرارتی از سطح عایق به محیط طراف (W/m ²)
w	پهنای کانال عبور هوا
α	ضریب جذب
τ	ضریب عبور
η_{el}	راندمان الکتریکی
a	زیر نویس‌ها هوای محیط

مراجع

- 1- Florschuetz, L. W., 1979, "Extension of the Hottel_Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors", *Solar Energy*, Vol. 22, pp. 361-366.
- 2- Hourly Analysis Program, Carrier Corporation, 2006.

سطح عایق زیری:

$$h_{r,pv-b}(T_{pv}-T_b)wdx = U_b(T_b-T_a)wdx + h_c(T_b-T_f)wdx \quad (3)$$

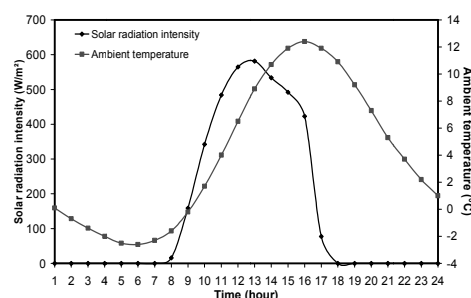
راندمان الکتریکی صفحه فتوولتائیک تابعی خطی از دمای آن است و با استفاده از رابطه ارائه شده توسط فلورشیتر [۱] محاسبه می‌شود:

$$\eta_{el} = 0.127(1-0.006(T_{pv}-25)) \quad (4)$$

با ترکیب روابط (۱)، (۲) و (۳) و با در نظر گرفتن شرط مرزی $T_f(x=0) = T_a$ می‌توان دمای هوای خروجی از کانال را محاسبه کرد.

نتایج

برای بررسی عملکرد سیستم، میزان ۰/۵۷ کیلوگرم بر ثانیه (۱۰۰۰CFM) هوای تازه با دمای محیط بیرون شهر کرمان در نظر گرفته شده است. دمای طرح داخل ساختمان ۲۲/۵ درجه سانتی‌گراد (۷۲ فارنهایت) لحاظ گردیده است. شکل (۲) تغییرات دما و حداکثر شدت تابش خورشیدی اکتسابی برای جبهه جنوبی یک ساختمان در یک روز ماه دی در شهر کرمان را نشان می‌دهد. مقادیر نشان داده شده از نرم افزار تجاری محاسبه بار سرمایی و گرمایی HAP4.3 [۲] استخراج شده‌اند.



شکل ۲: دمای هوای محیط و میزان حرارت اکتسابی از خورشید برای وجه جنوبی یک ساختمان در طول یک روز ماه دی در شهر کرمان

میزان بار گرمایی هوای تازه از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Q = 0.57C_p(22.5 - T_a) \quad (5)$$

که بخشی از این انرژی توسط گرمای آزاد شده از صفحات خورشیدی تامین می‌شود. همانطوری که در شکل (۲) مشاهده می‌شود در محدوده زمانی ۹ الی ۱۶ شدت تابش خورشیدی قابل ملاحظه‌ای وجود دارد. با عبور هوای تازه از زیر صفحات خورشیدی از طریق یک کانال هوا علاوه بر گرم کردن هوای تازه موجبات خنک شدن صفحات خورشیدی و افزایش توان الکتریکی خروجی نیز فراهم می‌آید.

شکل (۳) میزان انرژی مورد نیاز برای رساندن دمای هوای تازه به دمای طرح داخل در طول مدت زمان تابش خورشید در یک روز و میزان کمک صفحات خورشیدی در تامین انرژی را برای تعداد ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۰ و ۳۰ صفحه فتوولتائیک نشان می‌دهد. همانگونه که ملاحظه می‌شود در حالی که از ۳۰ صفحه فتوولتائیک استفاده شود می‌توان تا حدود ۳۵ درصد انرژی مورد نیاز را توسط صفحات خورشیدی تامین نمود و در طرف دیگر همانگونه که در شکل (۴) مشاهده می‌شود خنک شدن صفحات خورشیدی بدلیل عبور هوای تازه سرد باعث افزایش توان الکتریکی تولیدی این صفحه‌ها شده است.



بررسی و مقایسه راندمان دو سیستم ترکیبی کلکتور خورشیدی-گرمایش کفی و کلکتور خورشیدی-رادیاتور برای گرمایش سالن‌های مرغداری

مجید سبزپوشانی^۱، حسین خراسانی‌زاده^۲

^۱ استادیار، پژوهشکده انرژی- دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه کاشان، spooshan@kashanu.ac.ir

^۲ استادیار، پژوهشکده انرژی- دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه کاشان، khorasan@kashanu.ac.ir

مدلسازی تخمین حرارت مورد نیاز سالن مرغداری

سالن در نظر گرفته شده، دارای مساحت ۱۰۰۰ مترمربع (۲۳*۱۲) و تعداد طیور در هر دوره جوجه‌ریزی، ۱۰۰۰۰ قطعه در نظر گرفته شده است. با توجه به شرایط ساختمانی از قبیل جنس دیوارها، سقف و ... و پس از تعیین دما در خارج و داخل ساختمان، محاسبات تلفات حرارتی کلی، تخمین اتلافات حرارتی سالن از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Q_{tot} = BLC \cdot (T_i - T_o) \quad (1)$$

که در آن BLC، ضریب بار ساختمان (Building Load Coefficient) بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$BLC = \sum_c UA + \sum F.P + \sum \dot{m}_a \cdot c_p \quad (2)$$

که در آن، U ضریب انتقال حرارت کلی ساختمان است. P بر حسب متر، طول محیط پیرامون کف سالن و F فاکتور تجربی اتلاف حرارتی محیط (Wm⁻¹K⁻¹) مقدار آن برای یک سطح عایق نشده بین ۱.۴ تا ۱.۶، با توجه به شدت سردی زمستان پیشنهاد داده است. $\dot{m}_a$ دبی هوای مورد نیاز برای تهویه سالن است که از استانداردهای مربوطه با توجه به وزن طیور قابل محاسبه است، می‌باشد.

با محاسبه اتلافات حرارتی و محاسبه بهره حرارتی Q_{sens} که ناشی از حرارت تولیدی توسط طیور و غیره است، میتوان بار حرارتی مورد نیاز را از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$Q = Q_{tot} - Q_{sens} \quad (3)$$

مدلسازی کلکتور خورشیدی و منبع ذخیره

انرژی مفید کسب شده (Q_u) از یک کلکتور خورشیدی با سیال عامل مایع (آب و محلول ضدیخ) از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (4)$$

ظرفیت کل حرارتی مخزن در یک سیکل کاری بصورت زیر است:

$$Q_s = (m \cdot c_p)_s \cdot \Delta T_s \quad (5)$$

موازنه انرژی با فرض دمای یکنواخت در مخزن بصورت زیر است:

$$(m \cdot c_p)_s \cdot \frac{dT_s}{dt} = Q_u - \dot{L}_s - (UA)_s \cdot (T_s - T_a') \quad (6)$$

که در رابطه فوق، Q_u نرخ انرژی اضافه شده به مخزن توسط کلکتور، $\dot{L}_s$ نرخ انرژی حرارتی گرفته شده از مخزن توسط بارهای حرارتی و T_a' دمای محیط اطراف مخزن است.

چکیده

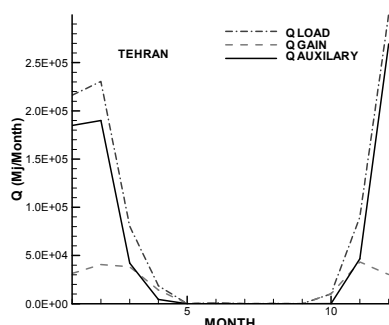
از معضلات اصلی جهان امروز تأمین انرژی مورد نیاز است که بخش عمده آن از منابع فسیلی تأمین می‌شود، درحالیکه با استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر، میتوان درصد زیادی از انرژی را تأمین نمود. یکی از بخشهای پرمصرف انرژیهای فسیلی در کشور مربوط به صنعت مرغداری است. با توجه به مصرف بالای سوخت در این بخش، ارائه راهکار استفاده از انرژی خورشیدی برای گرمایش مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله تلاش شده است تا امکان سنجی و ارزیابی اقتصادی برای دو سیستم ترکیبی خورشیدی، شامل سیستم کلکتور-گرمایش کفی و سیستم کلکتور و رادیاتور انجام شود. نتایج بدست آمده برای یک سالن مرغداری نمونه نشان دادند که در حالت کلی، سیستم ترکیبی کلکتور-گرمایش کفی نسبت به سیستم کلکتور-رادیاتور از ارجحیت برخوردار است. ازطرفی استفاده از سیستم ترکیبی کلکتور-گرمایش کفی، در مناطق معتدل و سردسیر ایران از صرفه اقتصادی مطلوبی برخوردار است.

کلمات کلیدی: گرمایش خورشیدی- رادیاتور- گرمایش کفی- سالن مرغداری

مقدمه

استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر، به منظور تأمین انرژیهای مورد نیاز بشر در حال گسترش است. با توجه به محدودیتهای بوجود آمده برای سوختهای فسیلی و نیز ارائه تکنولوژیهای نوین، استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر مقرون به صرفه شده است.

به طور کلی گرمایش ساختمانها از جمله بخشهای پرمصرف انرژی است که با استفاده از انرژی گرمایشی خورشید، میتوان بخشی از نیازهای گرمایشی را تأمین نمود. در این مقاله دو سیستم ترکیبی گرمایش فعال خورشیدی، شامل سیستم کلکتور-گرمایش کفی و سیستم کلکتور-رادیاتور مدل سازی شده و از آن برای تخمین تأمین گرمایش یک سالن مرغداری نمونه استفاده شده است. لازم بذکر است که الگوریتم پیشنهاد شده در کار حاضر، برای تخمین تأمین انرژی گرمایشی سایر ساختمانها نیز کار برد دارد. مدلسازی انجام شده را میتوان در چهار بخش کلی تقسیم بندی نمود. بخش اول مربوط به مدلسازی سالن مرغداری و محاسبه مقدار حرارت مورد نیاز آن با توجه به پارامترهای مختلف از جمله دوره جوجه‌ریزی و سن طیور می‌باشد. بخش دوم مدلسازی سیستم گرمایش خورشیدی که اجزاء اصلی آن کلکتور خورشیدی تخت و منبع ذخیره است می‌باشد [۱]. بخش سوم نحوه مدلسازی سیستم گرمایش کفی و بخش چهارم چگونگی مدلسازی سیستم گرمایشی رادیاتور است [۲].



شکل ۲: بار حرارتی سالن، حرارت دریافتی از سیستم خورشیدی و حرارت کمکی برای ماههای مختلف سال شهر تهران با سیستم ترکیبی با رادیاتور

مقدار سوخت صرفه‌جویی شده برای سالن نمونه در نظر گرفته شده، ۶۴۰۰ لیتر و معادل حدود ۲۲ درصد از سوخت سالیانه مورد نیاز است که در مقایسه با سیستم ترکیبی خورشیدی-گرمایش کفی، مقدار کمتری را نشان می‌دهد.

نتیجه‌گیری

مدلسازی سیستم ترکیبی خورشیدی کلکتور-گرمایش کفی و سیستم کلکتور-رادیاتور برای گرمایش یک سالن مرغداری نمونه در شهر تهران، نشان داد که سیستم ترکیبی با کلکتور حدود ۳۵ درصد و سیستم ترکیبی با رادیاتور، حدود ۲۲ درصد از سوخت مورد نیاز سالیانه را تامین میکند. اضافه بر این سایر خصوصیات سیستم ترکیبی با گرمایش کفی مثل توزیع و لایه بندی دمایی مناسب، این سیستم ارجحیت بسیار بیشتری برای گرمایش سالن مرغداری نمونه (و یا سایر ساختمانها) دارد.

تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله مایلند که از شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور و پژوهشکده انرژی دانشگاه کاشان بخاطر حمایت‌های انجام شده از این تحقیق تشکر و قدردانی نمایند.

فهرست علائم

Ac	سطح کلکتور (m ²)
c _p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
F _R	ضریب اخذ گرمای گردآورنده
S	انرژی حرارتی تابشی دریافتی
U _L	ضریب کلی انتقال حرارت کلکتور
T _i	دمای سیال عامل ورودی
T _o	دمای سیال عامل خروجی از کلکتور

مراجع

- 1-Duffie. J. A, Beckman. W. A, 2006, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley, Interscience, University of Wisconsin-Madison,
- ۲- مجید سبزویشانی، مجید منعم زاده، ۱۳۸۸، " گزارش نهایی امکان سنجی و ارزیابی اقتصادی استفاده از سیستم گرمایش خورشیدی برای گرمایش سالنهای مرغداری"، تهران- شرکت بهینه سازی مصرف سوخت کشور.

مدلسازی سیستم گرمایش کفی

سیستم گرمایش کفی با چرخش آب گرم از میان شبکه‌ای از لوله‌های تلفیقی که در کف نصب گردیده اند، به آرامی حرارت را در تمام سطح توزیع می‌کند. برای مدلسازی انتقال حرارت صورت گرفته از لوله‌ها به داخل سالن، ابتدا ضریب کلی انتقال حرارت بین سیال داخل لوله‌ها و سطح کف سالن محاسبه شده و سپس دمای سیال خروجی محاسبه می‌شود. با داشتن دمای سیال خروجی T_o و دبی کل سیستم گرمایش کفی، حرارت منتقل شده قابل محاسبه است:

$$\dot{L} = Q_{floor} = \dot{m}_t c_p (T_i - T_o) \quad (7)$$

مدلسازی رادیاتور

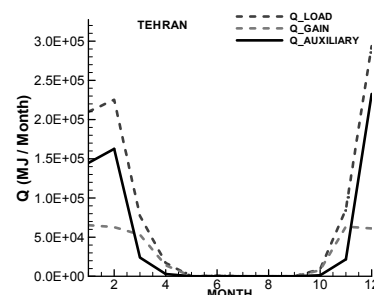
برای محاسبه مقدار انتقال حرارت انجام شده از رادیاتور به داخل سالن، با داشتن ضریب انتقال حرارت کلی، ابتدا دمای آب خروجی از رادیاتور و سپس نرخ انتقال حرارت محاسبه می‌شود.

$$Q = \dot{m} C_p (T_i - T_o) = K . S (T_m - T_{int}) \quad (8)$$

$$T_m = (T_i - T_o) / 2.0$$

بحث بر روی نتایج

شکل (۱) نتایج حاصل برای شهر تهران با سیستم ترکیبی کلکتور-گرمایش کفی داده شده است.



شکل ۱: بار حرارتی سالن، حرارت دریافتی از سیستم خورشیدی و حرارت کمکی برای ماههای مختلف سال شهر تهران با سیستم ترکیبی با گرمایش کفی

با توجه به این شکل، مشخص است که انرژی حرارتی مورد نیاز سالن، از حدود ماه پنج میلادی (خردادماه) تا حدود اواسط ماه ده میلادی (آبان ماه) تقریباً صفر است و درحقیقت در این بازه زمانی از سال، اصولاً نیازی به گرمایش سالن (مگر در مواقع ضروری) وجود ندارد. بیشترین بار حرارتی ماهیانه مورد نیاز برای تهران، ماه دوازدهم (دی ماه) پیش‌بینی شده است. لازم بذکر است که شروع دوره جوجه‌ریزی، روی اینکه چه ماهی بیشترین بار حرارتی را لازم دارد موثر است. زیرا که جوجه‌ها در ابتدای دوره جوجه ریزی به دمای زیادتری نیاز دارند اگرچه هوای مورد نیاز تهویه در این حالت کمتر است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که سیستم ترکیبی پیشنهادی، باعث کاهش مصرف سوخت سالیانه سالن مرغداری ۸۶۵۵ لیتر نفت گاز در تهران می‌شود و سیستم گرمایش خورشیدی، انرژی حرارتی معادل حدود ۳۵ درصد از سوخت سالیانه مورد نیاز سالن مرغداری را تامین می‌کند. شکل (۲) نتایج را برای سیستم ترکیبی خورشیدی-رادیاتور نشان می‌دهد. مقایسه مقادیر حرارت دریافتی در این شکل با شکل (۱) برای سیستم گرمایش کفی، نشان دهنده حرارت کمتر دریافتی در سیستم ترکیبی با رادیاتور است. این مطلب با توجه به اینکه دمای سیال آب در رادیاتور بالاتر از دمای سیال آب در سیستم گرمایش کفی است، مورد انتظار بود.



بررسی و ارزیابی اقتصادی استفاده از دیوار ترومب در سالن‌های مرغداری

^۱مجید سبزویشانی، ^۲مجید منعم زاده

^۱استادیار، پژوهشکده انرژی، دانشگاه کاشان، spooshan@kashanu.ac.ir

دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

^۲استادیار، پژوهشکده انرژی، دانشگاه کاشان، monem@kashanu.ac.ir

چکیده

از معضلات اصلی جهان امروز تأمین انرژی موردنیاز است که بخش عمده آن از منابع فسیلی تأمین می‌شود، درحالی‌که با استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، میتوان درصد زیادی از انرژی را تأمین نمود. یکی از بخش‌های پرمصرف انرژی‌های فسیلی در کشور مربوط به صنعت مرغداری است. با توجه به مصرف بالای سوخت در این بخش، ارائه راهکار استفاده از انرژی خورشیدی برای گرمایش مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله تلاش شده است تا با مدلسازی و شبیه سازی عملکرد سیستم غیرفعال خورشیدی دیوار ترومب برای یک سالن مرغداری نمونه، امکان‌سنجی و ارزیابی اقتصادی انجام شود. نتایج بدست آمده نشان دادند که سیستم فوق حدود ۱۵ درصد از کل انرژی حرارتی مورد نیاز سالن را در شهر تهران تأمین میکند. با توجه به هزینه اولیه کم این سیستم، برگشت سرمایه کمتر از دو سال تخمین زده شده که توجیه اقتصادی بودن طرح است.

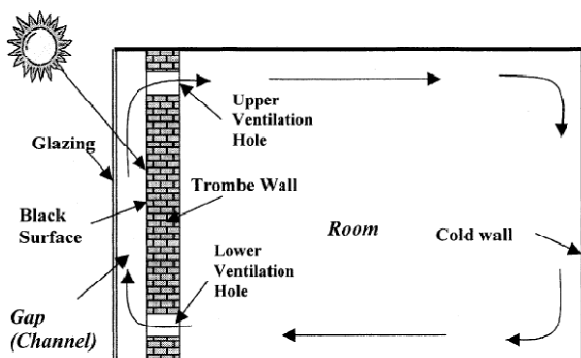
کلمات کلیدی: گرمایش خورشیدی- سیستم غیرفعال- دیوار ترومب- سالن مرغداری

مقدمه

استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، به منظور تأمین انرژی‌های مورد نیاز بشر در حال گسترش است. با توجه به محدودیتهای بوجود آمده برای سوخت‌های فسیلی و نیز ارائه تکنولوژی‌های نوین، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر مقرون به صرفه شده است. به طور کلی گرمایش ساختمانها از جمله بخش‌های پرمصرف انرژی است که با استفاده از انرژی گرمایشی خورشید، میتوان بخشی از نیازهای گرمایشی را تأمین نمود. یکی از روشهایی که برای گرمایش ساختمانها مورد استفاده قرار گرفته است، سیستم غیرفعال دیوار ترومب است [۱]. سیستم خورشیدی غیرفعال دیوار ترومب نسبت به سایر سیستم‌های گرمایش فعال خورشیدی از هزینه اولیه کمتری برخوردارند و در مقایسه با آنها، راندمان نسبتاً مناسبی نیز دارند. در این دیوارها، یک صفحه شیشه‌ای در فاصله ناچیزی از یک دیوار که معمولاً دارای جرم زیادی است، قرار داده می‌شود. دیوار با جرم زیاد، انرژی خورشیدی را در ساعات روز جذب می‌نماید. بخشهایی از انرژی خورشیدی جذب شده، به داخل ساختمان با روش جابجایی آزاد و از طریق حرکت هوای بین صفحه شیشه‌ای و دیوار (درصورتیکه هوای بین شیشه و دیوار محبوس نباشد) به داخل ساختمان منتقل می‌شود و بخشهایی از انرژی گرمایی جذب شده نیز بصورت گرم شدن دیوار و سپس انتقال آن از طریق جداره دیوار به محیط داخل ساختمان منتقل می‌شود. مزیت دیوار ترومب که جذب انرژی گرمایی خورشید و سپس انتقال آن به محیط موردنیاز برای گرمایش است، واضح

می‌باشد اما مشکلی که در این روش وجود دارد، افزایش مقاومت حرارتی بخاطر ضخیم بودن دیوار است که باعث کاهش انتقال حرارت جذب شده به محیط داخل می‌شود. البته این افزایش مقاومت حرارتی، در فصول گرم سال و یا در ساعاتی از فصول سرد که نیازمند کاهش انتقال حرارت بین محیط داخل سالن و محیط بیرون است، مزیت به حساب می‌آید.

استفاده از دیوار ترومب برای گرمایش سالنهای مرغداری، تاکنون بطور بسیار محدود انجام شده است. اصولاً از این نوع دیوارها تاکنون برای مرغداریهای کوچک که مساحت سالن آنها حداکثر ۵۰۰ متر مربع می‌باشند، استفاده شده است [۲]. در شکل (۱)، طرحواره‌ای از دیوار ترومب و نحوه عملکرد آن داده شده است. در این شکل، دو مجرای هوا، یکی در پائین برای ورود هوای سرد داخل سالن و یکی در بالا برای خروج هوای گرم شده توسط انرژی گرمایی خورشید قرار داده شده است. لازم بذکر است که در ساعاتی که انرژی گرمایی خورشید مورد نیاز نیست، با استفاده از یک دمپر می‌توان هوای گرم شده را به محیط بیرون منتقل نمود و در حقیقت یک تهویه خورشیدی نیز ایجاد کرد. در ساعاتی که دریافت انرژی خورشیدی میسر نیست و مخصوصاً در شب، برای جلوگیری از هدر رفت گرما از ساختمان (که هوای گرم از مجرای بالایی وارد و سپس با تبادل حرارتی با محیط سرد می‌شود) می‌توان با بستن دریچه هوای ورودی و خروجی، از گردش معکوس هوا جلوگیری نموده و درضمن با لایه هوای محبوس شده بین شیشه و دیوار ترومب، یک عایق حرارتی مناسب نیز ایجاد نمود. در بعضی از حالت‌هایی که برای دیوار ترومب درنظر گرفته شده است، اصولاً دریچه‌های ورودی و خروجی در بالا و پائین ساخته نمی‌شوند و هوا بین شیشه و دیوار همیشه محبوس است. در این حالت انتقال حرارت تنها با مکانیزم هدایت از طریق دیوار ترومب به داخل ساختمان انجام می‌شود.

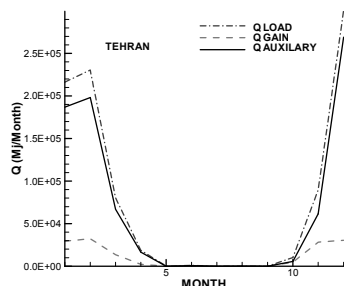


شکل ۱: طرحواره‌ای از عملکرد دیوار ترومب در حالت گردش هوا در فضای بین شیشه و دیوار



بحث بر روی نتایج

در شکل (۳) نتایج حاصل برای شهر تهران با سیستم خورشیدی غیرفعال دیوار ترومب داده شده است.



شکل ۳: توزیع حرارت‌های ماهیانه دریافتی، کمکی و کل مورد نیاز سالن مرغداری

شکل (۳) نشان می‌دهد که سیستم UTC در ماه‌های سرد سال، توانسته است که تا حدود ۱۰ درصد از حرارت کل مورد نیاز سالن مرغداری را تامین کند. اگرچه این مقدار حرارت تامین شده از تابش خورشیدی، در مقایسه با سیستم‌های فعال خورشیدی کمتر است، اما با توجه به هزینه اولیه بسیار کمتر سیستم غیرفعال دیوار ترومب، برگشت سرمایه در زمان کمتری (حدود ۲ سال) خواهد بود. نتایج بدست آمده برای سالن مرغداری نمونه در تهران نشان دادند که مقدار سوخت سالیانه صرفه جویی شده حدود ۴۳۰۰ لیتر و معادل ۱۵ درصد از مقدار کل سوخت سالیانه است.

نتیجه‌گیری

مدلسازی سیستم غیرفعال خورشیدی دیوار ترومب برای گرمایش یک سالن مرغداری نمونه در شهر تهران، نشان داد که سیستم فوق، حدود ۱۵ درصد از سوخت مورد نیاز سالیانه را تامین میکند. با توجه به زمان کوتاه برگشت سرمایه (حدود ۲ سال) طرح فوق از صرفه اقتصادی برخوردار است.

تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله مایلند که از شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت کشور و پژوهشکده انرژی دانشگاه کاشان بخاطر حمایت‌های انجام شده از این تحقیق تشکر و قدردانی نمایند.

فهرست علائم

Q	حرارت مورد نیاز ساختمان (Kj)
c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
Q_u	حرارت مفید اکتسابی (Kj)
BLC	ضریب بار ساختمان
U_L	ضریب کلی انتقال حرارت کلکتور
m	دبی جرمی (kg/s)

مراجع

- 1-Duffie. J. A, Beckman. W. A, 2006, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley, Interscience, University of Wisconsin-Madison,
- ۲- مجید سزپوشانی، مجید منعم زاده، حسین خراسانی‌زاده، قنبرعلی شیخ‌زاده ۱۳۸۸، " گزارش نهایی امکان سنجی و ارزیابی اقتصادی استفاده از سیستم گرمایش خورشیدی برای گرمایش سالن‌های مرغداری"، تهران- شرکت بهینه سازی مصرف سوخت کشور.

مدلسازی انجام شده را میتوان در دو بخش کلی تقسیم‌بندی نمود. بخش اول مربوط به مدلسازی سالن مرغداری و محاسبه مقدار حرارت مورد نیاز آن با توجه به پارامترهای مختلف از جمله دوره جوجه‌ریزی و سن طیور می‌باشد. بخش دوم مدلسازی سیستم گرمایش خورشیدی دیوار ترومب است [۲].

مدلسازی تخمین حرارت مورد نیاز سالن مرغداری

سالن در نظر گرفته شده، دارای مساحت ۱۰۰۰ مترمربع (۳۰*۱۲) و تعداد طیور در هر دوره جوجه‌ریزی، ۱۰۰۰۰ قطعه در نظر گرفته شده است. با توجه به شرایط ساختمانی از قبیل جنس دیوارها، سقف و ... و پس از تعیین دما در خارج و داخل ساختمان، محاسبات تلفات حرارتی کلی، تخمین اتلافات حرارتی سالن از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Q_{tot} = BLC \cdot (T_i - T_o) \quad (1)$$

که در آن BLC، ضریب بار ساختمان (Building Load Coefficient) بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$BLC = \sum_c UA + \sum F.P + \sum \dot{m}_a \cdot c_p \quad (2)$$

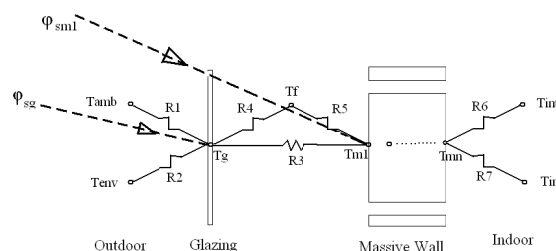
که در آن، U ضریب انتقال حرارت کلی ساختمان است. P بر حسب متر، طول محیط پیرامون کف سالن و F فاکتور تجربی اتلاف حرارتی محیط ($Wm^{-1}K^{-1}$) مقدار آن برای یک سطح عایق‌نشده بین ۱.۴ تا ۱.۶، با توجه به شدت سردی زمستان پیشنهاد داده است. $\dot{m}_a$ دبی هوای مورد نیاز برای تهویه سالن است که از استانداردهای مربوطه با توجه به وزن طیور قابل محاسبه است، می‌باشد.

با محاسبه اتلافات حرارتی و محاسبه بهره حرارتی Q_{sens} که ناشی از حرارت تولیدی توسط طیور و غیره است، میتوان بار حرارتی مورد نیاز را از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$Q = Q_{tot} - Q_{sens} \quad (3)$$

مدلسازی سیستم دیوار ترومب

با موازنه انرژی روی بخشهای مختلف سیستم دیوار ترومب، ازجمله شیشه بیرونی، جریان هوا در فضای میانی شیشه و دیوار سالن و ...، یک مجموعه معادلات غیرخطی بدست می‌آید [۲] که به علت طولانی بودن از آوردن در اینجا خودداری شده است. نمونه‌ای مقاومتهای حرارتی برای اجزای مختلف دیوار ترومب در شکل (۲) داده شده است.



شکل ۲: نمودار حرارتی دیوار ترومب

در نهایت، بهره انرژی حرارتی دریافتی توسط هوا، بصورت مجموع گرمای جذب شده توسط دیوار با جرم زیاد و گرمای جذب شده توسط هوای در چرخش است. چگونگی محاسبه ترمهای فوق در مقاله کامل داده می‌شود.



انرژی‌های تجدیدپذیر و توسعه پایدار در ایران

مهدی بریمانی^۱، عبدالرزاق کعبی نژادیان^۲

^۱ شرکت برق منطقه‌ای مازندران، m_barimani1@yahoo.com

^۲ سازمان انرژی‌های نو ایران (سنا)، kaabi@iranenergy.org

چکیده

محدود بودن منابع انرژی فسیلی و مشکلات ناشی از انتشار گازهای گلخانه‌ای ضرورت توجه بیش از پیش به انرژی‌های تجدیدپذیر را بر همگان روشن ساخته است. با توجه به برخورداری از پتانسیل مطلوب و مناسب انرژی‌های تجدیدپذیر در کشور توسعه منطقی این منابع موجه به نظر می‌رسد، چرا که از این طریق می‌توان در جهت اهداف توسعه پایدار نیز گام برداشت. در این مقاله با بیان ضرورت بکارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر (محدودیت منابع و آلودگی زیست محیطی) و وضعیت کاربرد این انرژی‌ها در ایران با بیان انتظارات از این انرژی‌ها به پیشنهاداتی پرداخته شده است. کلمات کلیدی: توسعه پایدار، انرژی‌های تجدیدپذیر

۱-مقدمه

از مهمترین عناصر که در توسعه پایدار موثر است منابع انرژی است. داشتن انرژی مناسب عمده ترین عامل اقتصادی جوامع صنعتی پس از نیروی انسانی است چرا که انرژی یک نیاز اساسی برای استمرار توسعه اقتصادی، رفاه اجتماعی، بهبود کیفیت زندگی و امنیت جامعه می‌باشد. بالا رفتن قیمت سوخت‌های فسیلی، ملاحظات زیست محیطی، امنیت تامین انرژی، کاربری در پتروشیمی، پیشرفت تکنولوژی و توجه اقتصادی دربرخی موارد بطورعمده تعیین کننده آینده انرژی‌های تجدید پذیر است [۱]. به همین دلایل درسال‌های اخیر کشورهای مختلف اعم از پیشرفته و درحال توسعه توجه فزاینده‌ای به انرژی تجدید پذیر(انرژی خورشید، انرژی باد، ژئوترمال و...) جهت ایجاد تنوع در استفاده از منابع انرژی و کاهش وابستگی به یک حامل انرژی و ملاحظات زیست محیطی برای دستیابی به انرژی پایدار معطوف داشته اند. ایران نیز در سال‌های اخیر اقداماتی در این خصوص داشته است که در این نوشته با بیان ضرورت بکارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر (محدودیت منابع و آلودگی زیست محیطی) و وضعیت کاربرد این انرژی‌ها در کشور به پیشنهادات و بیان انتظارات از این انرژی‌ها پرداخته خواهد شد.

ضرورت بکارگیری انرژی تجدید پذیر

محدودیت منابع انرژی

منابع انرژی که مصرف می‌کنیم به ویژه انرژی فسیلی نا محدود نیست. با توجه اینکه درک دقیق میزان منابع انرژی مشکل می‌باشد، اما در مورد انرژی فسیلی نظیر نفت و گاز و ذغال سنگ بر اساس توسعه حفاری و به کمک روش‌های آماری ذخایر منابع انرژی فسیلی (نفت خام، مایعات و میعانات گازی) را پیش‌بینی می‌کنند. در جدول (۱) برآورد میزان ذخایر

انرژی ایران نشان داده شده است [۲]. با تقسیم ذخایر به تولید سالیانه حاضر تعداد سالی که تولید فعلی از این به بعد قابل ادامه می‌باشد محاسبه می‌گردد.

جدول (۱) : ذخایر هیدروکربوری مایع قابل استحصال ایران در پایان سال‌های ۸۶-۱۳۸۲ [۲].

شرح	۱۳۸۲	۱۳۸۳	۱۳۸۴	۱۳۸۵	۱۳۸۶
حجم ذخایر (میلیارد بشکه)	۱۳۲/۷۴	۱۳۷/۶۷	۱۳۶/۱۶	۱۳۸/۲۲	۱۳۷/۶۲
عمر ذخایر (سال) (۱)	۸۶	۸۷	۸۵	۸۵	۸۴
(۱) عمر ذخایر یعنی زمان اتمام ذخایر قابل استحصال نفت خام و میعانات گازی کشور بر اساس تولید سال قبل و عدم کشف ذخایر جدید.					

۲-۲- آلودگی زیست محیطی منابع انرژی

مشکلات محیط زیست جهان که در دهه ۱۹۹۰ به صورت بحران‌های جهانی و اجتناب ناپذیر مطرح گردید نهایتاً به انرژی وابسته است. به خصوص، گرم شدن کره زمین ناشی از افزایش غلظت گازهای گلخانه‌ای دی اکسیدکربن و متان و تاثیرات آن بر روی کاهش محصولات کشاورزی و تغییرات آب وهوایی و باران‌های اسیدی ناشی از اکسیدهای نیتروژن و اکسیدهای سولفور و غیره حاصل از احتراق سوخت‌های فسیلی که موجب صدمه رسیدن به جنگل‌ها، دریاچه‌ها، مرداب‌ها و غیره می‌شوند. این در حالی است که هزینه‌های اجتماعی تخریب محیط زیست درآثر مصرف سوخت‌های فسیلی در سال ۱۳۸۶ براساس مطالعات انجام شده توسط بانک جهانی و سازمان حفاظت محیط زیست ایران ۹۲۱۹۵ میلیارد ریال محاسبه شده است که معادل ۱۹/۳٪ از تولید ناخالص داخلی کشور در این سال می‌باشد [۲].

انرژی‌های تجدیدپذیر در ایران

شرایط ایران

محدودیت منابع فسیلی، رشد بالای مصرف سالانه انواع انرژی در ایران، خارج شدن کشورمان از جرگه صادرکنندگان نفت از اواخر قرن حاضر و بالطبع قطع درآمدهای ناشی از صدور نفت باعث می‌شود که در صورت عدم برنامه ریزی و پیشرفت‌های لازم روند توسعه کشور به طور جدی تحت تاثیر قرار بگیرد. عدم کارایی فنی و اقتصادی و هدر رفتن قریب به ۵۵ درصد از کل انرژی در فرایندهای مصرف و مشکلات فزاینده زیست محیطی



نتیجه‌گیری و پیشنهادات

مشکل اصلی فراوری توسعه بکارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر سرمایه‌گذاری اولیه بالا مورد نیاز است که دولت باید با تقویت همکاری‌های بین‌المللی (به ویژه کمک‌های قابل ملاحظه مجامع بین‌المللی مرتبط به کشورهای در حال توسعه که پیش‌بینی شده مصرف انرژی آنها بطور غیر منتظره افزایش می‌یابد)، حمایت از سرمایه‌گذاری بخش خصوصی و غیر دولتی زمینه مشارکت گسترده انرژی‌های نو در عرضه انرژی را مهیا سازد چرا که این امر کاهش هزینه در بلند مدت صرفه جویی سرمایه ملی، افزایش تولید ناخالص داخلی، افزایش درآمد ملی، ایجاد فرصت‌های شغلی و صیانت از محیط زیست را به همراه خواهد داشت.

برنامه ریزی کوتاه مدت براساس الگوی تصمیم‌گیری اقتصادی کنونی بزرگترین مانع در مقابل رشد انرژی‌های تجدیدپذیر است. این انرژی‌ها ظاهراً به سرمایه‌گذاری اولیه بیشتری نسبت به سوخت‌های فسیلی نیاز دارند در حالیکه به علت عدم نیاز به سوخت در طول کار در واقع به هزینه‌های جاری نیازی ندارند، لذا موارد ذیل توصیه می‌شود:

بازنگری و به روز کردن روش تصمیم‌گیری‌های اقتصادی: افزایش اولویت سرمایه‌گذاری بر روی پروژه‌های تجدیدپذیر در بین موسسات مالی، ایجاد بازار رقابتی و اعمال سیستم قیمت‌گذاری هزینه کامل

حذف تدریجی یارانه انرژی فسیلی و سوق دادن درآمد حاصل از آن به تامین بودجه سرمایه‌گذاری در انرژی‌های تجدیدپذیر

تشویق بخش خصوصی به شرکت در سرمایه‌گذاری در انرژی‌های تجدیدپذیر

تأسیس سازمانی به منظور تقویت و ایجاد تمرکز بین‌المللی و رهبری جهت افزایش استفاده از انرژی تجدیدپذیر

افزایش بودجه بخش آموزش و تحقیقاتی انرژی‌های تجدیدپذیر.

مراجع:

- ۱- داریوش فروغی، شورای جهانی انرژی، کمیته ملی انرژی ایران، انرژی برای جهان فردا، تهران، ۱۳۷۵
- ۲- دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی، "ترازنامه انرژی"، معاونت امور برق و انرژی، وزارت نیرو
- ۳- سازمان مدیریت و برنامه ریزی کشور، قانون برنامه اول، دوم، سوم و چهارم توسعه اقتصادی، اجتماعی و فرهنگی، انتشارات مدیریت و برنامه ریزی کشور

ناشی از آن، ضرورت مدیریت مصرف انرژی و بالا بردن بازده و بهره‌وری انرژی را بیش از پیش آشکار می‌سازد.

این واقعیت در حالی است که در ایران سهم انرژی‌های فسیلی و انرژی‌های تجدیدپذیر (خورشیدی و بادی) و آبی در تولید ناویژه برق در این سال به ترتیب ۹۰/۴٪، ۰/۰۷۵٪ و ۹/۵٪ می‌باشد. و این نسبت در کشورهای OECD آمریکا شمالی برای سوخت‌های فسیلی، انرژی‌های تجدیدپذیر و هسته‌ای به ترتیب ۶۶/۸٪، ۱۵/۳٪ و ۱۷/۸٪ سهم سوخت‌های فسیلی در کشورهای OECD اروپایی ۵۳/۴٪ و در کشورهای OECD آسیا و اقیانوسیه ۶۹/۷٪ می‌باشد [۲].

همچنین اعتبارات تخصیص یافته برای توسعه انرژی‌های نو در چهار برنامه توسعه ایران طی جدول (۲) زیر در نظر گرفته شده است [۳].

جدول ۲. اعتبارات تخصیص یافته برای توسعه انرژی‌های نو در چهار برنامه توسعه (ارقام به میلیون ریال است) [۳].

طرح‌ها برنامه	برنامه اول	برنامه دوم	برنامه سوم	برنامه چهارم
طرح فناوری انرژی‌های نو	-	-	۲۱۸۷۲۲	۶۱۱۱۶۴
طرح توسعه انرژی‌های نو	۷۹۴۵	۱۱۲۶۵۶	۳۶۸۴۵۰	-
طرح توسعه نیروگاه‌های بادی	-	-	-	۸۳۴۹۸۳
جمع	۷۹۴۵	۱۱۲۶۵۶	۵۸۷۱۷۲	۱۴۴۶۱۴۷

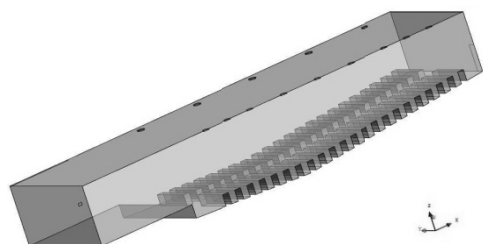
با بررسی چهار برنامه توسعه و آنچه که در این چهار برنامه مطرح می‌باشد، استفاده منطقی و اقتصادی از انرژی‌های نو نشده و به این علت که فن آوری اینگونه انرژی‌ها به بلوغ نرسیده است و قانون‌گذاری به این بخش به عنوان یک پتانسیل می‌نگرد، برنامه مشخصی برای هدفدار نمودن فعالیت‌ها در این زمینه ارائه نشده. بنابراین اهداف کلان کشور و سیاست‌های اجرایی در این زمینه نا مشخص است.



شرایط آسایش و کیفیت هوا در فضای بسته



تعیین نواحی آسایش حرارتی در آمفی تئاتر دانشگاه صنعتی امیرکبیر

داریوش رجائی^۱، عباس عباسی^۲^۱ کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مکانیک؛ Dariush.Rajaei@gmail.com^۲ استاد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مکانیک؛ Abbassi@aut.ac.ir

شکل ۱ نمای مدل شبیه سازی شده

چکیده

در مقاله حاضر شرایط آسایش حرارتی در داخل آمفی تئاتر دانشگاه صنعتی امیرکبیر بوسیله روش مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی CFD مورد مطالعه قرار گرفته است. کد CFD برای محاسبه میدان‌های سه بعدی دما و سرعت در داخل آمفی تئاتر برای هوای تهویه ورودی بکار گرفته شده است.

تعیین مقادیر اندیس‌های آسایش حرارتی PMV و PPD با استفاده از سرعت‌ها و دماهای محاسبه شده، نشان می‌دهد که شرایط آسایش حرارتی در این آمفی تئاتر برای دمای ورودی ۱۸ درجه رضایت بخش است و تنها حدود ۱۳٪ افراد احساس راحتی نمی‌کنند.

واژه‌های کلیدی: آسایش حرارتی - آمفی تئاتر - CFD

مقدمه

آمفی تئاترها از مهم ترین و پیچیده ترین ساختارهای محیطی هستند. که معمولاً دارای بارهای حرارتی بالا هستند که بوسیله ساکنان تولید می شوند اگر طراحی سیستم‌های تهویه ضعیف باشد باعث بدتر شدن شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای درونی می‌شود [۱]. در ۱۵ سال اخیر استفاده از مدل دینامیک سیال محاسباتی برای پیش بینی و بررسی شرایط آسایش حرارتی داخل محیط‌ها افزایش یافته است [۲]. در مقاله حاضر شرایط آسایش حرارتی در آمفی تئاتر دانشگاه صنعتی امیرکبیر بوسیله شبیه‌سازی مدل دینامیک سیال محاسباتی مورد بررسی قرار گرفته است.

شبیه سازی و شرایط مرزی

مدل سه بعدی مورد نظر آمفی تئاتری با ابعاد ۳۰×۱۴×۶، که دارای سیستم تهویه تمام هوایی از نوع حجم ثابت، دما متغیر است. هوای تهویه بوسیله ۱۹ ورودی دایره‌ای روی سقف و دو پکیج پشت سن وارد محیط و از طریق خروجی‌های مستطیلی که در دیواره‌های جانبی قرار دارند، خارج می‌شود.

ظرفیت این آمفی تئاتر، ۴۰۰ نفر است. مدل سه بعدی شامل ورودی‌ها و خروجی‌ها، ساکنین و وسایل روشنایی است. با توجه به حجم بالای مدل محاسباتی، برای کاهش اندازه شبکه حل، ساکنان بصورت مکعب مستطیلی که دارای چشمه حرارتی دو بعدی که سطح بالای مکعب را پوشانده اند، مدل شده‌اند [۳].

از آنجاییکه مدل دارای تقارن است نصف آن در شبیه‌سازی استفاده شده است. در شکل (۱) نمای مدل شبیه سازی مورد نظر نشان داده شده است.

سرعت هوای ورودی برابر با ۲ m/s و دمای هوای ورودی ۱۸ °C در نظر گرفته شده‌اند. برای شرط خروج هوا، دبی هوای خروجی برابر با دبی هوای ورودی و فشار خروجی برابر صفر در نظر گرفته شده است.

حرارت تولید شده توسط هر شخص برابر با ۷۰ W و شرط مرزی برای دیوارها ۲۴ درجه که برابر با مقدار اندازه‌گیری، در نظر گرفته شده است [۴]. هوا به صورت سیال تراکم ناپذیر با خواص ثابت فرض شده است.

معادلات حاکم

در تحلیل جریان از معادلات Navier-Stokes در حالت سه بعدی آشفته استفاده شده است. شکل معادلات به قرار زیر می‌باشند [۴].

$$\frac{\partial \rho U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j U_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + R T S \right) + g_i \rho \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial T}{\partial x_j} + T T S \right) \quad (3)$$

در حل معادلات فوق برای مدلسازی جریان آشفته از فرض توربولانس ایزوتروپیک، تقریب بوزینسک و مدل توربولانسی تنش برشی SST K- ω استفاده شده است [۴].

حل عددی معادلات

در کار حاضر کد کامپیوتری CFX برای حل معادلات سه بعدی جریان آشفته به کار رفته است. این نرم افزار از روش حجم محدود و شبکه جابجا شده برای گسسته سازی معادلات استفاده می‌کند.

محاسبات برای شبکه‌های عددی با اندازه‌های مختلف بین ۱,۰۰۰,۰۰۰ تا ۲,۰۰۰,۰۰۰ انجام شده که اختلاف بسیار کمی نزدیک به ۴٪ را بین نتایج نشان می‌دهند. شبکه مورد استفاده در این مقاله دارای ۱,۵۰۰,۰۰۰ المان است.

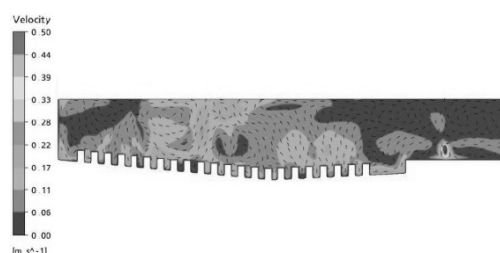


بحث نتایج

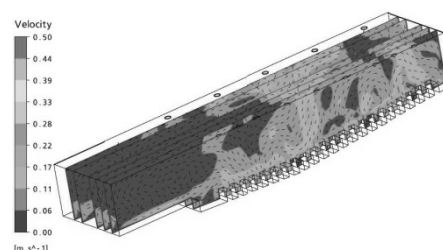
محاسبات با استفاده از یک کامپیوتر با پروسسور ۳ GH P4 و 2GB RAM انجام شده، نتایج برای دمای ورودی 18°C و سرعت ثابت 2 m/s به صورت کانتورهای مقدار سرعت و دما نشان داده شده‌اند:

کانتورهای سرعت و دما

در شکل (۲) الف مقادیر سرعت‌های محاسبه شده در صفحه $y=5\text{ m}$ و شکل (۲) ب مقادیر سرعت‌ها در یک شکل کلی نشان داده شده‌اند.

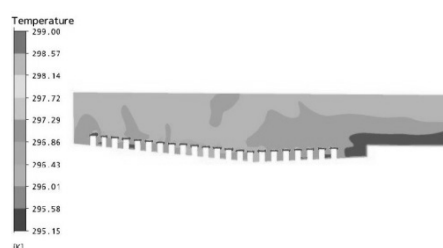


شکل (۲) الف مقادیر سرعت‌های محاسبه شده در صفحه $y=5\text{ m}$

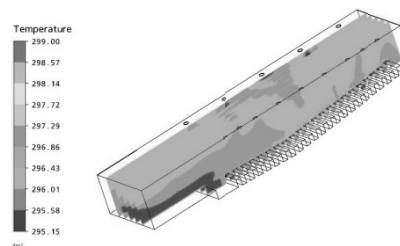


شکل (۲) ب: مقادیر سرعت‌ها در صفحات با y های مختلف

در شکل (۳-الف و ب) مقادیر دماهای محاسبه شده در صفحه $y=2\text{ m}$ و در یک شکل کلی نشان داده شده‌اند.



شکل (۳-الف): مقادیر دماهای محاسبه شده در صفحه $y=2\text{ m}$



شکل (۳-ب): مقادیر دماهای محاسبه شده در صفحات مختلف

جدول (۱) مقادیر محاسبه شده برای دماها و سرعت‌ها نشان داده شده است.

جدول (۱): مقادیر محاسبه شده دماها و سرعت‌ها

منطقه ساکنین	سرعت هوا	دمای هوا
سن	۰.۱ - ۰.۱۵	۲۲.۵ - ۲۳.۵
صندلی‌های مرکزی جلو	۰.۱۵ - ۰.۳	۲۳.۵ - ۲۴.۵
صندلی‌های کناری جلو	۰.۱۵ - ۰.۲۵	۲۳ - ۲۵
صندلی‌های مرکزی عقب	۰.۱ - ۰.۲	۲۳.۵ - ۲۴.۵
صندلی‌های کناری جلو	۰.۱۲ - ۰.۲۵	۲۴ - ۲۵

میدان دما به میدان جریان و سرعت وابسته است. توزیع دما مطابق شکل (۳) توزیع یکنواختی در منطقه با جریان ترکیبی مناسب را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود سرعت‌های محاسبه شده در منطقه ساکنین در محدوده بین ۰.۱ تا ۰.۳۵ هستند که برای برخی مناطق سرعت در محدوده مناسبی نیست، حالیکه طبق استاندارد ISO ۷۷۳۰ سرعت‌های کمتر از ۰.۲۵ پیشنهاد شده است. دماها در منطقه ساکنین بین ۲۳.۵ تا ۲۵.۰ است برای دمای ورودی ۱۸ هستند. مقادیر پایین برای دما در صندلی‌های ردیف‌های عقب تفاف می‌افتد. برای دمای ورودی ۱۸ مقادیر مناسب پیشنهاد شده ۲۴ تا ۲۵ درجه هستند.

اندیس‌های آسایش حرارتی [۵]

با استفاده از مقادیر متوسط سرعت‌ها و دماها طبق استاندارد ISO 7730 مقادیر اندیس‌های حرارتی محاسبه شده و در جدول (۲) نشان داده شده‌اند:

جدول (۲): مقادیر PMV و PPD

منطقه ساکنین	اندیس PMV	اندیس PPD
سن	-۰.۶۴	۱۳.۳
صندلی‌های مرکزی جلو	-۰.۵۸	۱۱.۵
صندلی‌های کناری جلو	-۰.۴۲	۹.۶
صندلی‌های مرکزی عقب	-۰.۵۱	۱۰.۲
صندلی‌های کناری جلو	-۰.۱۲	۵.۵

جدول (۲) نشان می‌دهد که برای این دمای ورودی محدوده تغییرات اندیس PMV بین ۰.۱۲- تا ۰.۵۸- و محدوده تغییرات اندیس PPD بین ۵.۵ تا ۱۳.۳ است. که نتیجه می‌شود تعداد افرادی که در این آمفی تئاتر احساس راحتی نمی‌کنند بین ۵.۵ تا ۱۳.۳ درصد هستند.

نتیجه گیری

- سیستم تهویه مطبوع دما ثابت حجم متغیر برای برقراری شرایط حرارتی محیط داخل آمفی تئاتر دانشگاه صنعتی امیرکبیر مناسب است.
- محاسبه اندیس‌های آسایش حرارتی PMV و PPD نشان می‌دهند که شرایط حرارتی در این آمفی تئاتر برای این دمای ورودی ۱۸ درجه راضی کننده است و تنها درصد کمی حدود ۱۳ درصد افراد در محدوده مناسب اندیس‌های آسایش حرارتی قرار ندارند که کمتر از حد مجاز ۱۵ درصد است [۵].

مراجع

- J. A. Clarke "Energy simulation in building design"
- Butterworth-Heinemann, 2001.
- Qingyan Chen "Ventilation performance prediction for buildings" Building and environment, 2009.
- Stamou "Evaluation of thermal comfort in Galatsi Arena of the Olympics "Athens 2004" using a CFD model", 2008.
- Menter "Two-equation eddy viscosity turbulence model" AIAA J.32(8),1994.
- ASHRAE (1997) "ASHRAE handbook fundamentals ".



تهویه مطبوع و تهویه طبیعی؛ آسایش حرارتی در محیط های بسته

محمد رنجبر جورجاده^۱^۱ کارشناسی ارشد انرژی معماری دانشگاه تهران، mohammad.ranjbar.arch@gmail.com

چکیده

آسایش در فضاهای بسته را می‌توان به چهار دسته عمده دسته بندی کرد که عبارتند از آسایش حرارتی، آسایش صوتی، آسایش بصری و کیفیت هوای داخل. تهویه مطبوع در ساختمان سبب ایجاد آسایش حرارتی و آسایش کیفیت هوای داخل می‌شود. در واقع به منظور تامین آسایش حرارتی ساکنین از تهویه مطبوع استفاده می‌گردد، اما به دلیل ایجاد کارایی بیشتر، تمهیدات تامین کیفیت هوای داخل در آن نیز به کار گرفته شد. تهویه طبیعی نیز روشی است که به طور سنتی در ساختمان‌ها به منظور نیل به چنین اهدافی به کار می‌رود.

آسایش حرارتی، شرایط ذهنی است که میزان رضایت افراد را از محیط حرارتی بیان می‌کند. حال با توجه به اینکه جهت تامین آسایش حرارتی ساکنین از هر دوی این روش‌ها می‌توان استفاده نمود، مقایسه آن دو از نظر تامین آسایش حرارتی فضاهای بسته بسیار جالب به نظر می‌رسد. این پژوهش از طریق بررسی میدانی در ۱۲ ساختمان مسکونی انجام گرفته است که سهم استفاده از هر دو روش تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به طور مساوی ۶ ساختمان بوده است. بدین منظور دمای هوا توسط DATA LOGGER HOB0 مدل U10-003 در فواصل زمانی ۵ دقیقه ای ثبت شدند و در عین حال ساکنین ساختمان های مسکونی در فواصل زمانی دو ساعته به تکمیل پرسشنامه می‌پرداختند.

نتایج این بررسی نشان داد که افراد در ساختمان های با تهویه طبیعی راحت تر بودند و در دامنه بیشتری از دما احساس آسایش می‌کردند. در عین حال این امر نشان می‌دهد که بر عکس آنچه که در تهویه مطبوع مصرف انرژی بالاتر است، میزان رضایت ساکنین پایین تر است که نکته جالب توجهی است. معادله آسایش حرارتی افراد برحسب دمای هوا (میزان سازگاری) در تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به ترتیب $y = 0.32x - 8.16$ و $y = 0.21x - 5.27$ بوده است. براساس معادله های سازگاری دمای تعادل تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به ترتیب $25/5$ و $25/1$ می‌باشد. این امر نشان دهنده آن است که افراد در دمای پایین تری در تهویه طبیعی احساس آسایش می‌نمایند. از آنجایی که هدف اصلی استفاده از تهویه مطبوع تامین آسایش حرارتی می‌باشد، نتیجه ای تامل برانگیز می‌باشد.

کلمات کلیدی: تهویه طبیعی، تهویه مطبوع، آسایش حرارتی، بررسی میدانی.

مقدمه

با پیشرفت های علمی و تکنولوژیک که در چند قرن اخیر رخ داد، به تدریج زندگی افراد آسان تر گردید و بالتبع آن استفاده از منابع انرژی به طور بی سابقه ای افزایش یافت. محدودیت منابع انرژی و تخریب های زیست محیطی ناشی از استفاده از منابع انرژی دو مشکلی بود که بر سر راه چنین

رفاهی به وجود آمد. آسایش یک نتیجه ترکیبی از ادراک افراد در محیط می‌باشد. محققان آسایش در محیط های بسته را در چهار دسته تقسیم بندی کرده اند که عبارتند از آسایش حرارتی، آسایش بصری، آسایش صوتی و کیفیت هوای داخل. بخش اعظم انرژی در محیط های بسته جهت رسیدن به آسایش حرارتی و مخصوصا سرمایش مصرف می‌گردد.

در قدیم الایام رسیدن به آسایش حرارتی در اقلیم های مختلف از راه حل های طبیعی مانند تهویه طبیعی استفاده می‌گردید. امروزه با پیشرفت های بشری و تکنولوژی های جدید از طریق روش ها، تجهیزات و دستگاه های نوین نیازهای بشری رفع می‌شود. تهویه مطبوع سیستمی است که به واسطه پیشرفت های جدید برای سرمایش ساختمان ها در تابستان پیشنهاد می‌گردد، اما این تکنولوژی با مصرف زیاد انرژی همراه است. حال این سوال پیش می‌آید که با چنین مصرف انرژی بالایی آیا ساکنین چنین ساختمان هایی از نظر حرارتی در آسایش کامل به سر می‌برند و احساس رضایت آنها از محیط اطراف بیشتر می‌باشد؟

فنگر و هیمفریز مطالعات فراوانی در زمینه آسایش حرارتی انجام داده اند. فنگر کلیه مطالعات خود را در آزمایشگاه ها و با استفاده از دستگاه های تهویه مطبوع انجام داد، در حالی که هیمفریز از طریق بررسی میدانی به بررسی ساختمان های با تهویه طبیعی و تهویه مطبوع پرداخت. در نهایت مقایسه نتایج این دو نشان داد که ساختمان های با تهویه مطبوع و تهویه طبیعی از نظر آسایش حرارتی بسیار متفاوت عمل می‌نمایند.

بدنه مقاله

این پژوهش که به منظور مقایسه آسایش حرارتی ساکنین محیط های بسته در ساختمان های با تهویه مطبوع و تهویه طبیعی می‌باشد، از طریق بررسی میدانی در ۱۲ ساختمان مسکونی انجام گرفته است که سهم استفاده از هر دو روش تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به طور مساوی ۶ ساختمان بوده است. در روش مطالعه میدانی از گروهی از افراد زن و مرد درخواست می‌شود که در ارزیابی احساس گرمایی به عنوان مقیاس شخصی شرکت نمایند. متغیرهای فیزیکی محیط مانند دما، سرعت جریان هوا و مانند آن ها به طور همزمان اندازه گیری و ثبت می‌شود. سپس از طریق تحلیل رگرسیون ترکیبی آرای اشخاص به عنوان متغیر وابسته در برابر متغیرهای مستقل محیطی، سعی می‌شود تعریف درستی از نحوه عکس العمل افراد به دست آید.

برای انجام چنین تحقیقی دمای هوا توسط DATA LOGGER HOB0 مدل U10-003 در فواصل زمانی ۵ دقیقه ای ثبت شدند و در عین حال ساکنین ساختمان های مسکونی در فواصل زمانی دو ساعته به تکمیل پرسشنامه می‌پرداختند. ساکنین نیز در فواصل زمانی دو ساعته به پر کردن پرسشنامه های از پیش طراحی شده می‌پرداختند که سوالات آن بدین شرح بوده است:



در عین حال باید در نظر داشت که معادله های مذکور نشان دهنده دمای آسایش متفاوتی در چنین ساختمان هایی می باشد. براساس معادله هلی سازگاری دمای تعادل تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به ترتیب ۲۵/۵ و ۲۵/۱ می باشد. این امر نشان دهنده آن است که افراد در دمای پایین تری در تهویه طبیعی احساس آسایش می نمایند.

نتیجه گیری

با توجه به نکاتی که در مورد ساختمان های با تهویه طبیعی و تهویه مطبوع و آسایش حرارتی ساکنین آن گفته شد، دیدیم که با آنکه تهویه مطبوع با مصرف انرژی بالا، به نظر می رسد که از نظر تامین آسایش حرارتی ساکنین باید موفقتر باشد، اما افراد در ساختمان های با تهویه طبیعی احساس راحتی بیشتری می کردند. این امر نشان می دهد که افراد به دلایلی که می توان به انتظار بالا از تهویه مطبوع و عدم ارتباط با هوای آزاد و ثابت بودن جریان هوا در ساختمان اشاره کرد، نمی توانند ارتباط مناسبی با تهویه مطبوع برقرار کنند و احساس آسایش حرارتی را در آنان کاملاً به وجود نمی آورد، حتی تهویه طبیعی نسبت به آن موفقتر می باشد.

استفاده از تهویه طبیعی در ساختمان ها می تواند علاوه بر اینکه انرژی مصرفی را به شدت کاهش دهد، در عین حال احساس آسایش حرارتی بهتری را در ساکنین به وجود نمی آورد.

منابع و مآخذ

1. ASHRAE (1992). Thermal environmental conditions for human occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
2. Baker, Nick and Steemers, Koen (2000), Energy and environment in Architecture, First edition, USA, Taylor & Francis group.
3. Charles, K.E. (2003) "Fanger's Thermal Comfort and Draught Models" National Research Council of Canada, Ottawa, Canada.
4. Fanger P.O., "Thermal Comfort", R.E. Krieger Pub. Company, Malabar, 1972.
5. Humphreys, M. A. and Nicol, J. F. (1998) "Understanding the adaptive approach to thermal comfort", *ASHRAE Transactions*, vol 104, vol 1, pp.991-1004.
6. Nicol, J. F. and Humphreys, M. A. (2002) "Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings", *Energy and Buildings*, vol 34, pp.563-572.

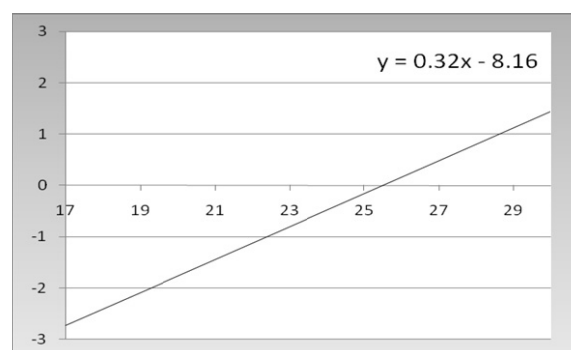
۱- به نظر شما در این لحظه محیط اطراف شما از نظر حرارتی چگونه است؟ (در مقیاس هفت دسته)

۲- ترجیح می دهید محیط شما چه تغییری کند؟

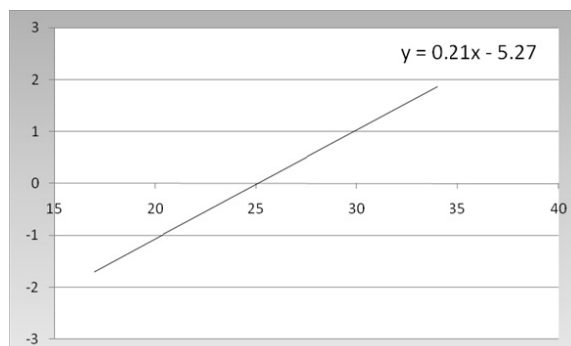
۳- به نظر شما آیا محیط از نظر دمایی قابل قبول است؟
تعداد پرسشنامه های تکمیل شده در ساختمان های با تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به ترتیب ۲۰۸ و ۱۸۴ پرسشنامه بوده است.

بحث بر روی نتایج

نتایج این پژوهش بسیار قابل توجه بوده است و نکات بسیار جالبی را نشان داد. بررسی ها نشان می داد که با آنکه پارامترهای شخصی ساکنین تفاوت چندانی نداشت، اما آرای حرارتی ایشان و ترجیحات حرارتی شان بسیار متفاوت است. ساکنین چنین ساختمان هایی از نظر تعداد افراد ناراضی در محیط متفاوت بوده است و تعداد افراد ساکنی که احساس راحتی می کردند، در ساختمان های با تهویه طبیعی بیشتر از تهویه مطبوع بوده است و این نکته تامل برانگیزی است. در ساختمان های با تهویه طبیعی ۶۹ درصد افراد احساس راحتی می نمودند، اما در ساختمان های با تهویه مطبوع ۶۲ درصد ساکنین چنین احساسی داشتند. در عین حال میزان سازگاری چنین افرادی در ساختمان ها بسیار متفاوت بوده است. معادله آسایش حرارتی افراد برحسب دمای هوا (میزان سازگاری) در تهویه مطبوع و تهویه طبیعی به ترتیب $y = 0.32x - 8.16$ و $y = 0.21x - 5.27$ بوده است که نشان می دهد تغییرات جزئی دما در ساختمان های با تهویه مطبوع سبب بروز سریع عدم آسایش در افراد می گردد. اما چنین چیزی در ساختمان های با تهویه طبیعی صدق نمی کند و در آنها ساکنین در یک دامنه دمایی بسیار بیشتری احساس راحتی می نمایند.



شکل ۱. آسایش حرارتی برحسب دمای هوای اتاق در تهویه مطبوع



شکل ۲. آسایش حرارتی برحسب دمای اتاق در تهویه طبیعی



بررسی و شبیه سازی سیستم تهویه مطبوع اتاق عمل با استفاده از مدل جریان لزج سه بعدی به کمک نرم افزار فلوئنت

ایمان تصدیقی^۱، جعفر غضنفریان^۲

^۱ کارشناس مهندسی مکانیک، دانشگاه زنجان، i.tasdighi@me.iut.ac.ir

^۲ مربی دانشگاه زنجان، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، اتاق ۲۲۲، کدپستی ۴۵۱۹۵-۳۱۳

^۳ دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، پلی تکنیک تهران، j.ghazanfarian@aut.ac.ir

چکیده

امروزه بحث دینامیک سیالات محاسباتی^۱ یکی از ارزان ترین و با دقت ترین روش های مدل سازی و آزمایش مدل های نوین تهویه مطبوع و صحنه گذاری آن می باشد. در ابتدای مقاله به صحنه گذاری تحقیق انجام شده می پردازیم. این صحنه سنجی با انجام مقاله با عنوان تحلیل سه بعدی اتاق عمل بیمارستان به منظور آسایش حرارتی و حذف آلودگی از آن [۱] و به دست آوردن نتایج و مقایسه با مقاله اصلی، صورت می پذیرد. سپس به بررسی سیستم جریان هوای عمودی^۲، که در تهویه مطبوع اتاق عمل مطرح شده است، به منظور کاهش نقاط سکون یا نقاط مرده^۳ می پردازیم. این مدل سازی با استفاده از مدل جریان لزج سه بعدی به کمک نرم افزار فلوئنت^۴ [۲] انجام می گردد.

کلمات کلیدی: تهویه مطبوع اتاق عمل، مدل جریان لزج سه بعدی، نقاط سکون، دینامیک سیالات محاسباتی

مقدمه

مراکز درمانی و اماکن پزشکی نیازمند تهویه مطبوع مناسب جهت از بین بردن ذرات و آلودگی های محیطی است. یک طراحی خوب و مناسب، محیطی سالم و راحت را برای مردم که شامل پرستاران، پزشکان، مریض ها و ملاقات کنندگان است، فراهم می آورد. فضایی که به طور نا مناسب و غیر اصولی تهویه می شود نه تنها باعث ناراحتی و عدم آسایش می گردد پخش عفونت و باکتری و مواد سمی شیمیایی در فضای اطراف را به دنبال دارد. سازمان تهویه مطبوع مهندسی آمریکا^۵ دستوراتی برای طراحی و ساخت بیمارستان و اماکن درمانی ارائه کردند. در هند بوک هایی عوامل مورد نیاز برای طراحی سیستم تهویه مطبوع را ارائه نمودند. از طرفی بحث درمان بیمار در کنار ایجاد شرایط آسایش انسان ها نیز یکی از نکات اساسی تهویه مطبوع در بیمارستان است.

لویس (۱۹۹۳) به مطالعه تأثیر توزیع هوای اتاق عمل بر روی میزان عفونت های موجود در اتاق عمل پرداخت و نتیجه گرفت که سیستم توزیع هوای بهینه نقش مهمی در نگهداری درست فضای اتاق عمل ایفا می کند. کنترل مناسب و دقیق شرایط محیطی و در عوض تضمین حذف و کاهش غلظت ذرات، مورد توجه قرار می گیرد. بدین دلیل عواملی چون محدود کردن هوا در بعضی از قسمت ها و فیلترها، کنترل دما و رطوبت در نظر

گرفته می شود. این عوامل برای هر محیط توسط استاندارد بین المللی تهویه مطبوع آمریکا منتشر و مشخص می شود.

پیشرفت های دینامیک سیالات محاسباتی در این رابطه توسط لاندرو اسپالدینگ در اوایل سال ۱۹۷۰ پایه گذاری شد. در طول مفهوم مکانیک سیالات، مشخصات جریان هوا و توزیع آن نیازمند حل معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی در سه بعد می باشد. معمارزاده و مانینگ در سال ۱۹۹۲ در تحقیقی [۳] از مدل جریان هوای آرام و دنباله گیری حرکت ذرات در مقایسه خطرات آلودگی در اتاق عمل و آلودگی ذرات بر روی میزها و تحت استفاده کرد. در دنباله این تحقیق و بررسی کامل و خلیل در سال ۲۰۰۳ [۴] با استفاده از یک الگوریتم ساده با خواص توربولانسی بوسیله مدل بهبود یافته، تابع جریان نزدیک دیواره را محاسبه نمودند و دریافتند که توزیع بهینه هوا به موقعیت کانال خروجی هوا و جهت تخت جراحی می باشد. در طراحی اتاق عمل با دو نوع تهویه مطبوع، جریان هوای آرام و جریان هوای مغشوش سروکار داریم که بسته به نوع طراحی هر کدام از آنها مورد استفاده قرار می گیرند.

مدل سازی اتاق عمل مقاله اصلی و صحنه سنجی نتایج

بر طبق استاندارد سازمان تهویه مطبوع مهندسی آمریکا، ناحیه تنفسی^۶ افراد داخل اتاق، منطقه است که توسط صفحات فرضی در فاصله بین ۷۵ میلی متر تا ۱۸۰۰ میلی متر از کف اتاق و ۶۰۰ میلی متر از دیوارهای کناری اتاق، احاطه شده است. جهت مدل سازی فضای اتاق عمل از نرم افزار گمبیت استفاده می نماییم. اتاق را به صورت مکعب به ابعاد ۶.۱×۴.۳×۳ متر مکعب، مدل می کنیم. جهت تسریع در مدت جوابداری مسئله، به سبب تقارن مدل نیمی از آن را مدل کرده و جواب را نسبت به صفحه تقارن قرینه می کنیم و در جواب پایانی نشان می دهیم. افراد داخل اتاق عمل نیز با در نظر گرفتن حالت واقعی مدل سازی می گردند (شکل ۱). سپس با حل این مدل در نرم افزار فلوئنت و با استفاده از شرایط مرزی مشخص به حل پایداری از آن می رسمیم که نتایج آن را در شکل های ۲ و ۳ مشاهده می کنید. هوا با سرعت ۱ متر بر ثانیه وارد فضای اتاق می شود و در انتها از دریچه پایین دیوار مقابل تخلیه می شود. در این پژوهش سه نوع اتاق عمل با در نظر گرفتن چندین موقعیت دریچه ورود و خروج هوا در نظر گرفته می شود تا بهترین موقعیت دریچه ها، مشخص گردد. دلیل تفاوت های موجود در خروجی به دلیل یکسان نبودن شرایط مدل سازی و مقادیر اولیه می باشد که با تقریب ۲۰-۳۰ درصد قابل توجیه است.

^۱ CFD

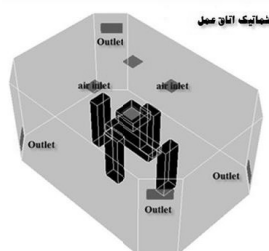
^۲ Vertical air flow system

^۳ Stagnation point or Dead point

^۴ Fluent

^۵ ASHRAE

^۶ Breathing zone



شکل ۴ هندسه اتاق مدل شده

نتیجه گیری

با چندین مدل‌سازی و به دست آوردن نقاط سکون و ناحیه‌هایی که سرعت هوا در آن به صفر می‌رسد، مدل‌ها را مقایسه کرده و با توجه به عوامل اقتصادی طرح و هزینه بالای نگهداری فیلترهای هوا، هر چه تعداد دریچه خروج هوا کمتر باشد، تهویه مطبوع مطمئن و به صرفه می‌باشد. در جدول ۱ این مقایسه را می‌توان مشاهده نمود.

جدول ۱ مقایسه انواع اتاق های عمل مدل شده

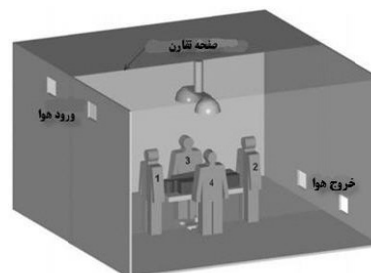
نوع اتاق	حد اقل سرعت
اتاق عمل با ۴ دریچه خروج هوا به صورت قطری	۰.۰۰۱۵۷۵۶۶۹۶
اتاق عمل با ۸ خروجی هوا در دیوار جانبی	۰.۰۰۱۴۰۲۴۳۳۷
اتاق با ۴ دریچه خروج جریان در یاتین دیوار	۰.۰۰۰۸۷۴۴۸۰۳
اتاق با ۶ دریچه ورود و خروج جریان	۰.۰۰۰۲۸۵۲۷۲۵۷

دریچه‌های خروجی می‌بایست دو به دو روبروی یکدیگر به گونه ای که یک جفت در بالا و جفت دریچه دیگر در پایین قرار می‌گیرند و اتاق را به گونه ای طراحی کرد که گوشه‌ها به صورت پخ شده ساخته شوند و البته باید متذکر شد که دریچه های ورود هوا در سقف اتاق قرار دارند و هوا عمودی وارد اتاق می‌گردد. با در نظر گرفتن هشت دریچه خروج هوا در دیواره های جانبی، تنها تعداد دریچه‌ها و در نتیجه هزینه نگهداری آنها افزایش می‌یابد اما در صورتی که با قرار دادن آنها در گوشه‌های اتاق می‌توان با کاهش قابل توجه تعداد دریچه ها، یک تهویه مطبوع مناسب و سالم با کاهش میزان انتشار عفونت در فضای اتاق فراهم آورد.

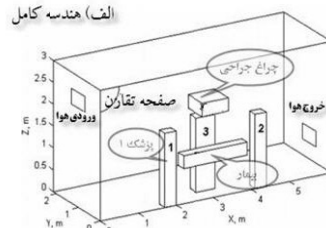
پخش عفونت در این حالت کمترین میزان خود را دارد. در تهویه مطبوع عمودی، هوا در هنگام ورود به اتاق، به دلیل کاهش فشار هوای کثیف برگشتی و تمایل آن با ترکیب شدن با هوای تازه ورودی، می‌بایست میزان برگشت هوا را نیز کاهش داد تا این پدیده رخ ندهد. طرح بررسی شده در شکل ۴ بهترین حالت تهویه است.

مراجع

- [1] Three-dimensional analysis for hospital operating room thermal comfort and contaminant removal, Son H. Ho, Luis Rosario, Muhammad M. Rahman
- [2] Fluent, Inc, FLUENT SOFTWARE, 6.3
- [3] F. Memarzadeh, A. Manning, Reducing risks of surgery, ASHRAE Journal 45 (2) (2003) 28–33.
- [4] E.E. Khalil, R. Kameel, Requirements of air-conditioning systems developments in hospitals and critical healthcare facilities, in: Proceedings of the Seventh Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, vol. 3, 2004, pp. 375–381.

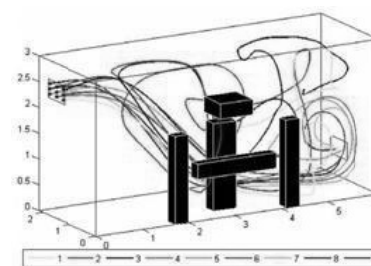


الف) هندسه کامل

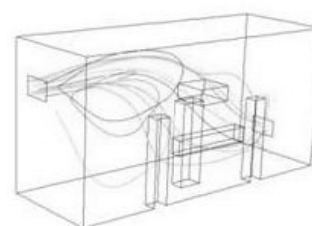


ب) مدل شبیه سازی شده (نصف اتاق)

شکل ۱ هندسه مسئله اولیه حل شده



شکل ۲ خطوط مسیر مقاله اصلی



شکل ۳ خطوط مسیر مدلسازی انجام شده

مدلسازی اتاق عمل با جریان هوای عمودی و تعیین بهترین حالت تهویه مطبوع آن

در روش تهویه عمودی^۱ ذرات معلق موجود در هوای اتاق تحت اثر وزن و نیروی ثقل پایین آمده و علاوه بر این به جهت حرکت عمودی هوا در فضای اتاق سریعتر پایین آمده و میزان آلودگی اتاق را کاهش می‌دهند و از دریچه‌های خروجی خارج می‌شوند. ابعاد مدل در این حالت نیز به مانند مدل قبل می‌باشد. ولی در این حل، مدل به طور کامل حل می‌شود. با مدل‌سازی چندین اتاق عمل با تعداد دریچه های مختلف (چهار، شش و هشت دریچه خروج هوا) در موقعیت‌های متفاوت اتاق، موقعیت مناسب و تعداد بهینه دریچه های ورود و خروج هوا را مشخص می‌نماییم. شکل ۴ یکی از مدل‌های انجام شده را نشان می‌دهد.

^۱ Vertical ventilation



بررسی عوامل موثر بر شرایط آسایش در ساختمان‌های رشت

عبدالسلام ابراهیم پور^۱، بهروز محمد کاری^۲، مهدی معرفت^۳

^۱ عضو هیئت علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تبریز (استادیار گروه مکانیک) Salam_ebr@yahoo.com

^۲ عضو هیئت علمی مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن (استادیار بخش مصالح) kari@bhrc.ac.ir

^۳ عضو هیئت علمی دانشگاه تربیت مدرس (دانشیار گروه مکانیک) maerefat@modares.ac.ir

چکیده

همچنین در قسمت دوم نیز تاثیر استفاده از تهویه طبیعی بر میزان افزایش آسایش حرارتی و باز در دو حالت فعالیت: نشسته و کار سبک افراد مورد توجه قرار گرفته است.

با توجه به بالا بودن میزان نیاز انرژی برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی در ساختمان‌ها، استفاده از راه‌کارهای کاهش مصرف انرژی امری ضروری می‌باشد. یکی از راه‌های کاهش آن انتخاب اصولی اجزای تشکیل‌دهنده جدارهای خارجی در ساختمان‌ها می‌باشد. در این تحقیق تاثیر قرارگیری عایق حرارتی و همچنین استفاده از تهویه طبیعی بر میزان شرایط آسایش حرارتی در یک ساختمان برای شهر رشت در فصول گرم سال با استفاده از نرم افزار Energyplus و به صورت ساعتی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که استفاده از تهویه طبیعی در شب به طور کلی چه در طبقات بالا و چه در طبقات پایین میزان آسایش حرارتی را افزایش می‌دهد.

کلمات کلیدی: شرایط آسایش - جدار ساختمانی - تهویه طبیعی - عایق حرارتی

۳- روش بررسی شرایط آسایش

برای محاسبه میزان آسایش حرارتی ابتدا دمای داخل ساختمان با استفاده از برنامه Energyplus برای هر ساعت بدست آمده و سپس با استفاده از مدل فلنکر و نیز طبق استاندارد ISO7730 میزان آسایش اتاق‌ها تعیین شده است. البته در این مدل لباس افراد تابستانی و همچنین شرایط آسایش در سرعت‌های مختلف و دو نوع فعالیت کار سبک و نشسته برای تمامی ساعات شبانه روز از اول ماه ۵ میلادی تا اول ماه ۱۰ انجام شده است.

۴- جمع بندی و نتیجه گیری

با توجه به مطالب بدست آمده از تحقیق برای ساختمان‌های واقع در رشت در جهت بهبود آسایش حرارتی موارد زیر پیشنهاد می‌گردد.

- ۱- استفاده از تهویه طبیعی در شب به طور کلی چه در طبقات بالا و چه در طبقات پایین میزان آسایش حرارتی را افزایش می‌دهد.
- ۲- تغییر جنس مصالح و عایق کردن ساختمان بدون افزایش جریان هوا در داخل ساختمان اثر بهبود زیادی در آسایش حرارتی ندارد.
- ۳- با استفاده از یک پنکه سقفی می‌توان در اکثر ماه‌ها آسایش حرارتی را ایجاد نمود.

۱- مقدمه

شرایط آسایش شرایطی است که فرد در داخل اتاق احساس آسایش کند. بدن انسان ضمن انجام واکنش‌های شیمیایی مختلف مقادیر قابل توجهی انرژی تولید می‌کند که درصد محدودی از آن به کار مکانیکی تبدیل و بقیه به حرارت تبدیل شده و موجب افزایش دمای بدن می‌گردد. میزان تبادل حرارت بدن انسان با محیط خارج بسته به فعالیت آن می‌باشد، بدن ما در حالت خواب ۷۵ وات، حالت نشسته ۱۰۵ وات، کار سبک ۱۳۲ وات و کار سنگین ۳۵۲ وات تبادل حرارت دارد. بنابراین برقراری شرایط آسایش بسته به میزان فعالیت انسان تغییر می‌کند. تهویه مطبوع برای برقراری شرایط آسایش در داخل ساختمان با توجه به کمترین مصرف انرژی انجام می‌شود. یعنی برقراری آسایش باید با کمترین میزان انرژی مصرفی سالیانه انجام شود.

در این تحقیق تاثیر قرارگیری عایق حرارتی و همچنین تاثیر استفاده از تهویه طبیعی بر میزان آسایش حرارتی در یک ساختمان نمونه در شهر رشت برای فصول گرم سال بررسی شده است.

۲- نحوه انجام تحقیق

این تحقیق در دو قسمت انجام شده است:

در قسمت اول تاثیر قرارگیری عایق حرارتی در دیوارها و سقف و همچنین استفاده از بلوک‌های سفالی بهینه‌سازی شده بر میزان افزایش آسایش حرارتی در دو حالت فعالیت: نشسته و کار سبک افراد بررسی شده است.





Prediction of Natural Convection Occurring in Building Components using Lattice Boltzmann Method a

M. Nourmohammadzadeh¹, M. Rahnema^{1,2} and S. Jafari¹

¹Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran; Mohammad.nmz@gmail.com

²Kerman University of Technology for Graduate studies, Kerman, Iran

Abstract

In this article, a double-population thermal lattice Boltzmann method is proposed to solve the problem of a heated cavity with imposed temperatures. This family of problems can be considered as a test model for building application. A double population based lattice Boltzmann method has been implemented in order to simulate natural convection in the laminar flow fields ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$). The numerical results, related to the heat transfer in the cases tested, are in good agreement with those from the literature. In order to demonstrate the possibilities of the method described in the article, applications are considered including double-skin facades and solar collectors or local heaters.

Keywords: Double-population thermal lattice Boltzmann, Long cavity, Double-skin facades and Solar collectors.

Introduction

A correct simulation of indoor air flow is required in comfort problems. These simulations are often difficult because of the large family of flows: problems can be laminar, transitional, or fully turbulent. The geometry and structure of heat sources are also important. For this article we have selected three typical situations: a square cavity with heated walls as a model of a room, a tall cavity with walls as a model of a double-skin facade component, and a square cavity heated from below as a model of a room with a local source (solar collector or heater). In the last two decades, the lattice Boltzmann method (LBM) was used for simulating a large variety of fluid flows [1]. The model described in this article is validated through its application to natural convection in a square cavity.

The present article deals with the application of the thermal LBM developed by Peng et al. [2], for the simulation of a Boussinesq fluid in a square cavity. The first objective of this study is to validate the use of such a model to predict the velocity and temperature fields in the case of natural convection in a square cavity for laminar flow. Then, in order to demonstrate the possibilities of the method, applications are described covering double-skin facades, and solar collectors or local heaters.

Thermal lattice Boltzmann models

The double-population thermal lattice Boltzmann equations adopting a uniform lattice with BGK collision model can be expressed as,

$$\begin{aligned} f_a(x_i + e_a \delta_i, t + \delta_t) - f_a(x_i, t) &= -\frac{1}{\tau_v} [f_a(x_i, t) - f_a^{(eq)}(x_i, t)] \\ g_a(x_i + e_a \delta_i, t + \delta_t) - g_a(x_i, t) &= -\frac{1}{\tau_g} [g_a(x_i, t) - g_a^{(eq)}(x_i, t)] \end{aligned} \quad (1)$$

Here, the macroscopic variables are defined as:

$$\rho = \sum_a f_a \quad (2a)$$

$$\rho u = \sum_a e_a f_a \quad (2b)$$

$$\rho R T = \sum_a g_a \quad (2c)$$

Numerical Results

The results analysis will be divided into three parts: the natural convection in a square cavity for the laminar flow, a tall cavity and a square cavity heated from below.

2D natural convection in a square cavity for Laminar Flow, $10^3 \leq Ra \leq 10^6$

Natural convection in a square cavity is also widely adopted to examine the accuracy of the numerical schemes, where the flow is bounded by a stationary square enclosure with side walls maintained at different temperatures and driven by the buoyancy force. For laminar convection in this flow configuration, the viscous heat dissipation is assumed to be negligible. The temperature difference between the walls introduces a temperature gradient in the fluid, and the consequent density difference induces a convective fluid motion. The left wall is at the higher uniform temperature T_h and the right wall is at the lower uniform temperature T_c . Both the top and bottom walls are adiabatic, i.e. $\partial T / \partial y = 0$. Figures 1 shows the isotherms for the laminar- flow case.

TALL CAVITY

The first example of the method application concerns a cavity with a large aspect ratio ($H/L=16$). This situation occurs in solar collectors or double-skin facades; a schematic diagram of the case is shown in Figure 2. This figure also shows the isotherms obtained for Rayleigh numbers, based on cavity width L , of $Ra=10^3$ and $Ra=7 \times 10^3$. The results are in good agreement with the work in [3].

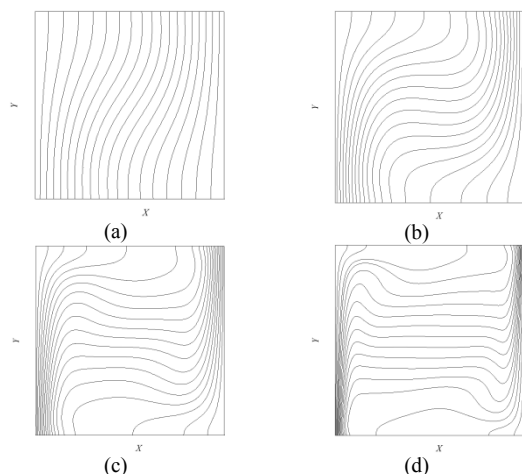


Fig. 1. Isotherms for laminar flow: (a) $Ra = 10^3$, (b) $Ra = 10^4$, (c) $Ra = 10^5$ and (d) $Ra = 10^6$.

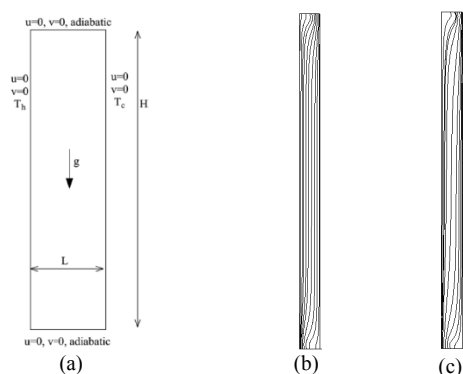


Fig. 2. (a) Schematic diagram of the tall air cavity. (b) Isotherms for the case $Ra = 10^3$. (c) Isotherms for the case $Ra = 7 \times 10^3$.

SQUARE ENCLOSURE HEATED FROM BELOW

The last case is a square cavity heated from below. This source is a model of a heater, a sunspot, or a solar collector. This type of flow is clearly a subject of numerical interest. The results show good agreement with the data from [4]. Figures 4 shows the isotherms for Rayleigh numbers varying between 10^3 and 10^6 and for a ratio $l/H = 0.25$.

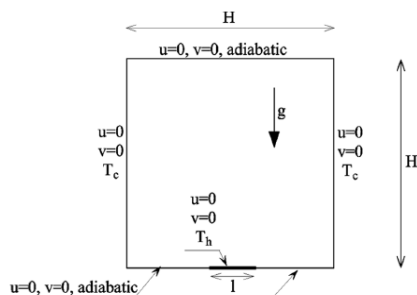


Fig 3. Geometry and boundary conditions of the square enclosure heated from below.

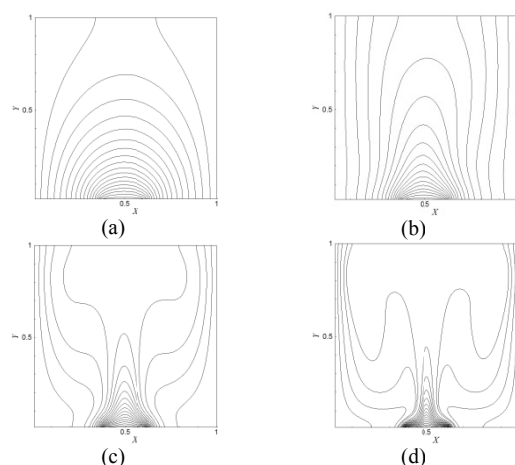


Fig. 4. Isotherms for the square enclosure heated from below: (a) $Ra = 10^3$, (b) $Ra = 10^4$, (c) $Ra = 10^5$ and (d) $Ra = 10^6$.

CONCLUSIONS

A thermal lattice Boltzmann model has been discussed. The double population approach has shown its capability to solve heat transfer problems of building physics. The numerical results, concerning the heat transfer in the cases tested, are in good agreement with those from the literature.

Nomenclature

f_a	particle density distribution functions
g_a	particle energy distribution functions
e_a	particle velocity direction
ρ	Density
u	Velocity
T	Temperature
x	Location
t	Time
R	ideal gas constant

Greek letters

τ_v	dimensionless relaxation time based on viscosity
τ_g	dimensionless relaxation time for energy transport
δ_t	Time step

Subscript

α	Discretized direction
c	Cold temperature
h	Hot temperature

References

- [1]. S. Succi, "The Lattice Boltzmann For Fluid Dynamics and Beyond", Oxford University Press, New York, 2001.
- [2]. Y. Peng, C. Shu, Y.T. Chew, "Simplified thermal lattice Boltzmann model for incompressible thermal flows", 2003, *Phys. Rev. E*, 68 026701.
- [3]. Z. J. Zhu and H. X. Yang, "Numerical Investigation of Transient Laminar Natural Convection of Air in a Tall Cavity", 2003, *Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 579–587.
- [4]. B. Calcagni, F. Marsili, and M. Paroncini, "Natural Convective Heat Transfer in Square Enclosures Heated from Below", 2005, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 25, pp. 2522–2531.



تأثیر محیط و انتظارات ساکنین بر آسایش حرارتی در محیط‌های بسته

محمد رنجبر جورجاده^۱

^۱ کارشناس ارشد انرژی معماری، دانشگاه تهران، mohammad.ranjbar.arch@gmail.com

چکیده

آسایش حرارتی، شرایطی ذهنی است که میزان رضایت افراد از محیط حرارتی را بیان می‌کند. جهت ارزیابی آسایش حرارتی ساکنین در محیط‌های بسته چندین نظریه مطرح شده است که دو تئوری تعادل حرارتی و سازگاری در چند دهه اخیر بسیار مورد استفاده قرار گرفته‌اند. تئوری تعادل حرارتی، عوامل موثر بر آسایش حرارتی را در عوامل فیزیکی جستجو می‌کند و با تعیین مقدار عوامل فیزیکی موثر بر آسایش حرارتی و قرار دادن آنها در معادلات فیزیکی، آسایش حرارتی را به اعداد کمی تبدیل می‌کند. اما تئوری سازگاری در آسایش حرارتی عنوان می‌کند که افراد در محیط حرارتی خود، نسبت به آسایش حرارتی خود منفعّل نیستند و در صورت عدم برقراری آسایش حرارتی، واکنش‌ها و رفتارهایی را در جهت رسیدن به آسایش حرارتی از خود نشان می‌دهند تا خود را با محیط سازگار نمایند.

الگوی رفتاری مورد استفاده افراد برای رسیدن به آسایش حرارتی در محیط‌های بسته، نشان‌دهنده نوع نگرش افراد به محیط می‌باشد و تفاوت در الگوی رفتاری ساکنین در محیط‌های مختلف، می‌تواند دلیلی بر تفاوت انتظارات و نیازهای افراد در محیط‌های مختلف باشد. جهت نیل به شناخت بهتر رفتار ساکنین از نظر انرژی، در این مقاله به بررسی رفتار ساکنین و آنالیز آسایش حرارتی ایشان با استفاده از متد سازگاری در محیط‌های بسته با سه فعالیت مسکونی، اداری و آموزشی پرداخته می‌شود. بدین منظور علاوه بر سنجش عوامل عینی و ذهنی محیط حرارتی، رفتارهای افراد در محیط‌های مختلف حرارتی ثبت گردید. آنالیزهای انجام شده نشان دادند که علاوه بر وجود تفاوت در الگوی رفتاری ساکنین محیط‌های مختلف، این امر سبب تفاوت در دمای تعادل حرارتی محیط‌های با عملکردهای مختلف گردیده است که به ترتیب محیط‌های مسکونی و اداری و آموزشی دارای دمای تعادل ۲۶/۶ و ۲۴/۴ و ۲۲/۸ درجه سانتی‌گراد بودند و به همین ترتیب معادله‌های آسایش در آنها به ترتیب $y=0.29x-7.74$ و $y=0.27x-6.24$ و $y=0.15x-3.5$ می‌باشد که نشان از تفاوت در انتظارات ساکنین از محیط دارد.

کلمات کلیدی: الگوی رفتاری، آسایش حرارتی، فعالیت‌های مختلف، انتظارات، رگرسیون حرارتی.

مقدمه

دو روش اصلی ارزیابی حرارتی محیط‌های بسته که امروزه رایج‌اند، مدل تعادل حرارتی و مدل سازگاری می‌باشند. مدل حالت پایدار ارائه شده توسط فنگر در سال‌های ۱۹۷۰ الی ۱۹۸۲ میلادی، بر مبنای تعادل حرارتی بین بدن و محیط اطراف آن استوار است. اما در مدل سازگاری ساکنین ساختمان، نگاه به انسان ساکن در فضا به گونه‌ای دیگر است، به گونه‌ای که ساکنین واکنشگرهای فعالی در نظر گرفته می‌شوند که برای

رسیدن به آسایش از روش‌ها و تکنیک‌ها و رفتارهای مختلف استفاده می‌کنند تا خود را با محیط سازگار سازند. این مقاله تلاشی در جهت شناخت بهتر رفتار افراد در برابر تغییرات محیط حرارتی در موقعیت‌های مختلف است. موقعیت‌هایی که مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌گیرند، ساختمان‌های با فعالیت‌های متفاوت می‌باشد که هر یک از آنها واجد ویژگی‌ها، نیازها و انتظارات متفاوتی می‌باشد. فعالیت‌های مسکونی، اداری، تجاری و آموزشی بیشترین مصرف‌کننده‌های انرژی در ساختمان می‌باشند که به دلیل شباهت در روابط موجود فعالیت‌های اداری و تجاری، از بررسی فعالیت تجاری صرف نظر شده است و بدین ترتیب عکس‌العمل‌های افراد در ساختمان‌های با فعالیت‌های مسکونی، اداری و آموزشی مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار گرفتند.

روش تحقیق

در این مطالعه از روش میدانی استفاده گردیده است. در روش مطالعه میدانی از گروهی از افراد زن و مرد درخواست می‌شود که در ارزیابی احساس گرمایی به عنوان مقیاس شخصی شرکت نمایند. متغیرهای فیزیکی محیط مانند دما، سرعت جریان هوا و مانند آن‌ها به طور همزمان اندازه‌گیری و ثبت می‌شود. سپس از طریق تحلیل رگرسیون ترکیبی آرای اشخاص به عنوان متغیر وابسته در برابر متغیرهای مستقل محیطی، سعی می‌شود تعریف درستی از نحوه عکس‌العمل افراد به دست آید. در این تحقیق به ثبت دمای هوا و رطوبت نسبی در دوره‌های منظم ۵ دقیقه‌ای پرداخته شد و در برخی زمان‌ها برای اطلاع یافتن بیشتر و بهتر از پارامترهای خود اقلیمی سرعت حرکت هوا نیز اندازه‌گیری شد. بنابراین استفاده از DATA LOGGER HOB0 مدل U10-003 برای این مقصود مورد نظر کافی بود.

با توجه به این موضوع افراد ساکن در محیط در فواصل زمانی دو ساعته به پر کردن پرسشنامه‌های از پیش طراحی شده می‌پرداختند که سوالات آن بدین شرح بوده است:

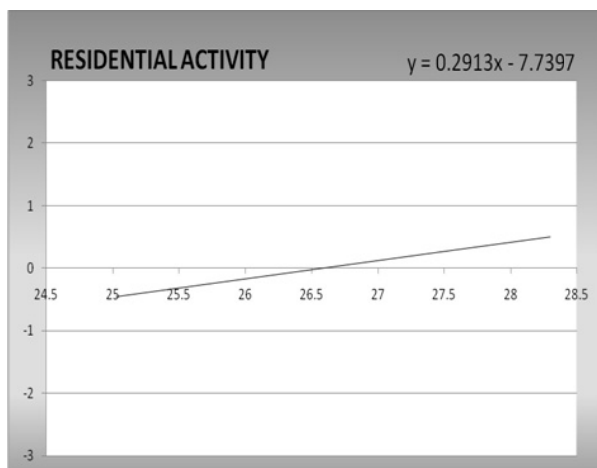
- ۱- به نظر شما در این لحظه محیط اطراف شما از نظر حرارتی چگونه است؟
- ۲- ترجیح می‌دهید محیط شما چه تغییری کند؟
- ۳- به نظر شما آیا محیط از نظر دمایی قابل قبول است؟

بحث بر روی نتایج

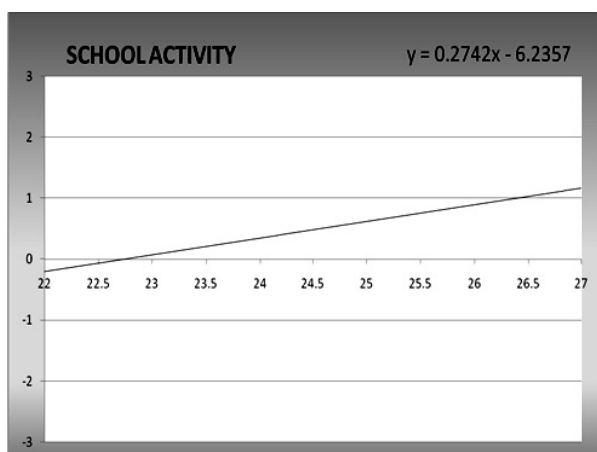
بررسی پرسشنامه‌ها در ساختمان‌های آموزشی بدین گونه بود که در مجموع ۲۲۵ پرسشنامه تکمیل گردید. در مجموع آنالیز معادله کلی در مورد این دو ساختمان آموزشی به صورت $y=0.27x-6.24$ محاسبه گردیده است که دمای تعادل در این ساختمان ۲۲.۷ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. معادله مورد نظر همچنین دارای شیب نسبتاً تندی می‌باشد که



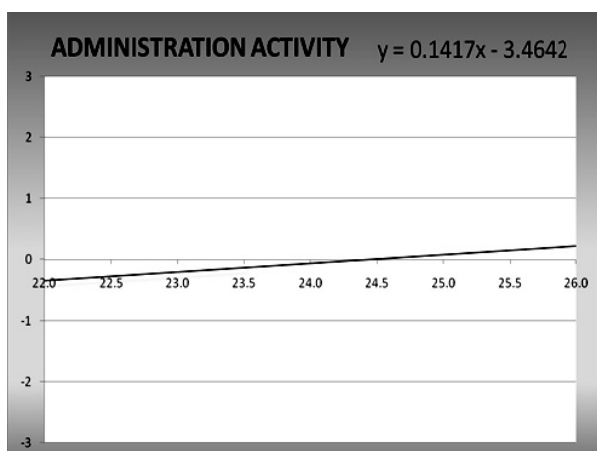
سبب بروز رفتارهایی می‌شود که در روش‌های میل به سازگاری تفاوت‌هایی ایجاد می‌شود و در نتیجه آسایش حرارتی افراد در محیط‌های بسته برحسب انتظارات ساکنین تنظیم می‌گردد.



شکل ۱: سازگاری ساکنین در محیط مسکونی



شکل ۲: سازگاری ساکنین در محیط آموزشی



شکل ۳: سازگاری ساکنین در محیط

نشان می‌دهد با تغییرات اندک در دمای اتاق، نظر حرارتی افراد به سرعت تغییر می‌کند. البته باید توجه داشت که نوسانات دمایی ساختمان آموزشی بسیار بالا و در حدود ۱۰ درجه سانتی‌گراد بوده است و نوسانات رطوبتی نیز ۱۹ درصد بوده است.

در ساختمان اداری ساکنین آن در چهار روز مورد بررسی قرار گرفتند که در مجموع ۱۳۲ پرسشنامه تکمیل گردید که با توجه به پرسشنامه معادله حساسیت حرارتی افراد بر حسب دمای اتاق به صورت $y = 0.15x - 3.5$ محاسبه شد. با توجه به معادله به دست آمده دمای خنثی برای ساکنین ۲۴/۴۶ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. دمای هوای اتاق در طول آزمایش‌ها از ۲۲ تا ۲۶ درجه سانتی‌گراد بوده است که در برابر نوسانات دمایی ساختمان آموزشی بسیار کمتر می‌باشد. در عین حال باید توجه کرد که در محیط اداری، برعکس محیط‌های آموزشی، دمای تعادل و متوسط دمای اتاق بسیار به یکدیگر نزدیک هستند.

برای ارزیابی محیط‌های مسکونی سه ساختمان مورد آزمایش قرار گرفتند که در مجموع ۱۲۸ پرسشنامه تکمیل گردید و نتیجه نهایی که از آزمایش‌های این سه ساختمان به دست آمد، بدین صورت بوده است که معادله آسایش حرارتی افراد برحسب دمای اتاق به صورت $y = 0.29x - 7.74$ می‌باشد. با توجه به معادله به دست آمده دمای تعادل ۲۶.۵۷ درجه سانتی‌گراد است که از فعالیت آموزشی ۳.۹ و از فعالیت اداری ۲.۱ درجه سانتی‌گراد بالاتر است. این معادله شیب زیادی دارد که از دو فعالیت دیگر بیشتر است. اگرچه متوسط دمای هوای هر یک از این سه ساختمان در طول آزمایش با همدیگر در حدود دو درجه سانتی‌گراد تفاوت داشتند، اما نوسان دمایی هر ساختمان در طول آزمایش از دو درجه سانتی‌گراد تجاوز نکرد که بسیار کمتر از دیگر محیط‌ها بوده است. (شکل ۱ و ۲ و ۳)

نتیجه‌گیری

موضوعاتی که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفت در زمینه آسایش حرارتی فضاهای بسته با فعالیت‌های متفاوت از نظر عملکرد معماری و رابطه آن با رفتارهای انسانی بوده است. محیط‌های متفاوت عملکردی از نظر شرایط هر فعالیت، میزان سازگاری و رفتار ساکنین ساختمان آنالیز شدند و تفاوت‌های بسیاری در آن مشاهده شد.

آنچه در مجموع در این مقاله به دست آمد، بدین ترتیب بود که دانستیم که اولاً نوسانات دمایی در محیط‌های آموزشی بسیار زیاد و در محیط‌های اداری متوسط و در محیط‌های مسکونی ناچیز می‌باشد. ثانیاً تغییرات دمایی در محیط‌های مسکونی بیشترین تغییر را در نظر حرارتی افراد به وجود می‌آورد و محیط‌های آموزشی و اداری در رتبه‌های بعدی هستند. ثالثاً دمای تعادل محیط‌های مسکونی ۲۶.۶ و محیط‌های اداری ۲۴.۵ و محیط‌های آموزشی ۲۲.۷ درجه سانتی‌گراد می‌باشد که این موارد در مجموع وجود تفاوت‌های رفتاری افراد در فعالیت‌های مختلف را نشان می‌دهد.

به نظر می‌رسد مهمترین دلیلی که سبب بروز چنین رفتار و بالتبع آن تغییر در آسایش حرارتی افراد در فضاهای بسته می‌شود، تیپ فضایی محیط و نوع نگرش افراد به آن می‌باشد. در واقع ویژگی‌های محیط محدودیت‌ها و قابلیت‌هایی را برای ساکنین آن به وجود می‌آورد که افراد با توجه به آن موضع و نگرش خود نسبت به محیط تغییر می‌دهند و نیازهای خویش را مطابق انتظارات به وجود آمده از محیط برآورده می‌سازند. این امر



Numerical Analysis of Operating Theatre Ventilation

B. Sajadi¹, M.H. Saidi², G. Ahmadi³

¹ Ph.D. Candidate, School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Iran; sajadi@mech.sharif.edu

² Professor, School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Iran; saman@sharif.edu

³ Professor, Mechanical and Aeronautical Engineering Department, Clarkson University, USA; gahmadi@clarkson.edu

Abstract

Surgical site infection (SSI) is one of the most challenging problems in design of ventilation system for operating rooms. In this research the effect of fixed and removable partitions on the risk of wound infection has been studied using CFD approach. The results show that such partitions, especially removable ones, have a major influence in reduction of airborne particle deposition on the wound and is highly recommended to control the risk of SSI especially in critical surgeries such as joint replacement.

Keywords: Operating theatre, Ventilation, CFD

Introduction

Surgical site infection (SSI) is one of the most important and potentially protectable sources of increasing the remedy duration and even the patient's death. According to the Centers for Disease Control (CDC) reports, SSI is the third most usual (14-16%) nosocomial infection [1] and 2.6% of all surgeries lead to SSI [2]. An additional cost of SSI was approximated as 2000\$ per case in 1980 [3] which rose to 5000\$ in 1999 [2]. This is just the direct drain and it is clear that the full cost, including time waste and deaths, is much higher.

The risk of SSI depends on several factors including patient (susceptibility to infection), staff (practices), operating room (cleanliness) and HVAC system (ACH and airflow pattern) ones [4]. It is predicted that major number of SSI cases are due to airborne bacterial particles which can be minimized with an optimum ventilation strategy. In according to such idea, after cleanroom technology was applied to operating room in 60s [5], plausible evidences shows considerable reduction in the number of postoperative SSI. Field studies of Lidwell [6], Charnley [7] and Ferrazi [8] for joint replacement, hip replacement and cardiac surgeries shows approximately 50% improvement by using proper airflow pattern.

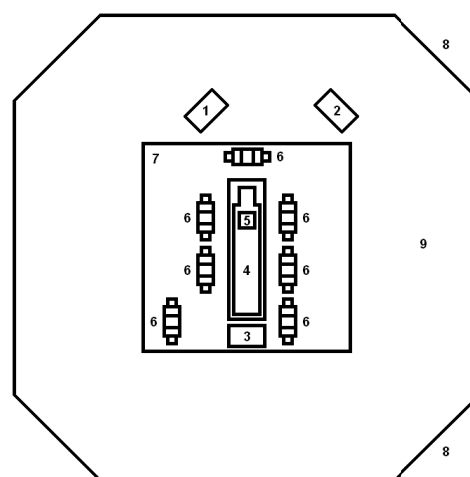
Since early 90s, with considerable improvement in the computational capacity of computers, computational fluid dynamics (CFD) became a powerful tool for engineering design including study of indoor air quality (IAQ) [9]. As a result, in the recent years CFD has become widely used to investigate the airflow and airborne contaminant distribution through operating rooms [4]. Generally, flow characteristics in operating rooms depend on: airflow rate, supply inlets and return outlets configuration, source location, obstacles and

geometry of operating room which may be investigated extensively using computational techniques.

In this research, the effect of fixed and removable partitions on the improvement of operating theatre indoor conditions is investigated using computational fluid dynamics technique. Although some standards, e.g. NHS [10], recommend use of such partitions to improve the indoor conditions, there is no previous detailed research to approve this issue.

Numerical Modeling

Figure 1 shows a schematic of the modeled operating theater. The operating room has an area of 37 m², which is common around the world including in Iran [11]. The main geometric features of the operating rooms are almost the same, more or less. As a result, the arrangement of operating staffs, equipments and patient are chosen in according to DIN 4799 [12], the only standard for operating theatres testing to the best of authors knowledge. Due to a relative complex geometry of the model, an unstructured mesh was used and it made denser in the central region which the gradients are predicted to be higher.



Legend:

1. Anesthesia machine, 0.5×0.3×1.2 m
2. Monitor, 0.5×0.3×1.6 m
3. Instrument table, 0.5×0.3×1.1 m
4. Operating table, 1.9×0.5×0.85 m
5. Surgical wound, 0.3×0.3 m [4]
6. Staffs, for dimensions refer to [12]
7. UCV system inlet, 2.8×2.8 m [9]
8. UCV system outlets, 0.6×0.3 m
9. Operating room, 6.3×6.3×3 m [11]

For distances refer to [12]

Fig. 1: Schematic of the standard operating room



Fig. 2 shows the modeled operating theatre. The flow governing equations have been solved on a collocated grid using Fluent 6.3 [13] as a solver. Pressure-velocity coupling has been established using SIMPLE algorithm [14] and RNG k- ϵ model has been used to resolve the turbulence closure problem. In addition, Boussinesq approximation has been used to take the buoyancy effects into account.

To assess the effect of partitions on the OR cleanliness, deposition of pathogen aerosols on the surgical wound have been studied using Lagrangian approach [14]. As turbulent dispersion is the dominant feature of the airflow, it is modeled through discrete random walk model (DRW).

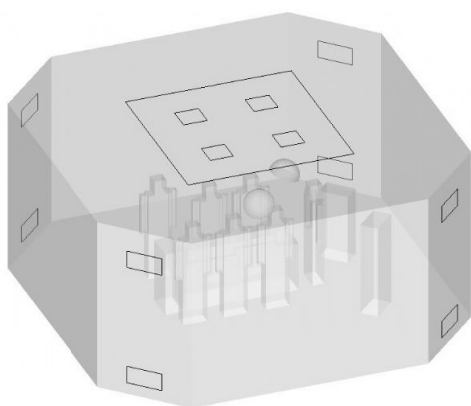


Fig.2: Geometry of the modeled operating room

Results

The airflow and contaminant squame deposition have been studied in several models with removable and fixed partitions. The results show that the interruptive effect of luminaries, as shown in Fig. 2, which may lead to a remarkable decline in the ventilation system effectiveness, can be suitably controlled using these partitions, especially removable ones. This controlling effect of the partitions may be vital in critical surgeries such as joint replacement.

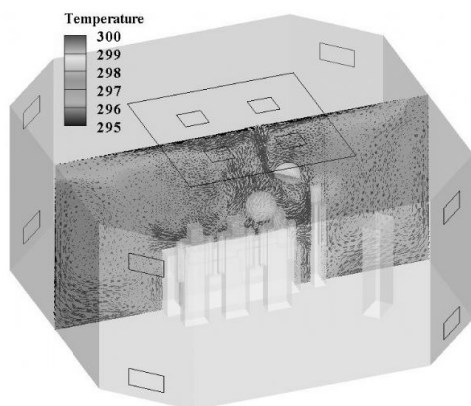


Fig.3: The interruptive effect of a surgical lamp

Conclusions

The results show that the using fixed and removable partitions may improve operating room (OR) indoor conditions. In addition, using such partitions can suitably control the interruptive effect of the surgical luminaries and reduce the risk of surgical infection which is important in sensitive surgeries.

References

- 1- Malone, D., et al., "Surgical site infections: reanalysis of risk factors", 2002, *Journal of Surgical Research*, Vol. 103, pp. 89-95.
- 2- Kirkland, K., et al., "The impact of surgical-site Infections in the 1990s: attributable mortality, excess length of hospitalization, and extra costs", 1999, *Infection Control and Hospital Epidemiology*, Vol. 20, pp.725-730.
- 3- Alicia J, et al., "Guideline for prevention of surgical site infection", 1999, *Infection Control and Hospital Epidemiology*, Vol. 20, pp.247-278.
- 4- Memarzadeh, F., Manning, A., "Reducing risks of surgery", 2003, *ASHRAE Journal*, Vol. 45, pp. 28-33.
- 5- Turner, R.S., "Laminar Air Flow", 1974, *Journal of Bone and Joint Surgery*, Vol. 56, pp.430-435.
- 6- Lidwell, O.M., Elson, R.A., Lowbury, E.J., et al., "Ultra clean air and antibiotics for prevention of postoperative infection: A multi-center study of 8052 joint replacement operations", 1987, *Acta Orthopaedica Scandinavica*, Vol. 58, pp.4-13.
- 7- Charnley, J., "Postoperative infection after total hip replacement with special reference to air contamination in the operating room", 1972, *Clinical Orthopaedics*, Vol. 87, pp.167-187.
- 8- Ferrazzi, P., et al., "Reduction of infection after cardiac surgery: a clinical trial", 1986, *Annals of Thoracic Surgery*, Vol. 42, pp.321-325.
- 9- Chen, Q., Jiang, Q.Z., "Significant questions in predicting room air motion", 1992, *ASHRAE Transactions*, Vol. 98, pp.929-939.
- 10- NHS, "Health technical memorandum 2025: ventilation in healthcare premises, National Health Service (NHS) Estates", London: HMSO, 1994.
- 11- MPROG 287, "Healthcare facilities: Guidelines for mechanical installations", MPROG, 2003.
- 12- DIN 4799, "Heating, ventilation and air conditioning-testing of air distribution systems serving operating theatres", DIN: Berlin, 1990.
- 13- Fluent Inc., "Fluent 6.3 user's guide", Fluent Inc., 2006.
- 14- Versteeg, H.K., Malalasekera, W., "An introduction to computational fluid dynamics", 2nd ed., Prentice Hall, 2007.



تجهيزات، تعمیر و نگهداری



بررسی تأثیر دمای هوای محیط بر عملکرد کولرهای گازی دوتکه با کندانسور تبخیری

ابراهیم حاجی دلو^۱، هاشم اقتداری^۲

^۱دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز، hajidae_1999@yahoo.com
^۲کارشناس ارشد مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی، eghtedari_hashem@yahoo.com

چکیده

کاهش ضریب عملکرد کولرهای گازی دوتکه یکی از مشکلاتی است که در شرایط آب و هوایی گرم بروز کرده و سبب اختلال در کار کولر می‌شود. بکارگیری سیستم سرمایش تبخیری در کنار کندانسور هوایی یک راه حل مناسب برای حل این مشکل می‌باشد. در این تحقیق یک سیستم تبخیری طراحی شده و در کنار کندانسور هوایی کولرهای دوتکه نصب شده است و تأثیر آن بر عملکرد سیکل تحت دماهای مختلف هوایی تا دمای 49°C نشان داده شده است. نتایج آزمایشات نشان می‌دهد که استفاده از سیستم تبخیری در کولر باعث بهبود چشمگیر در افزایش ضریب عملکرد کولر می‌شود. هر چه افزایش دمای محیط بیشتر باشد میزان بهبود ضریب عملکرد نیز بیشتر خواهد شد. مشخص گردید که با استفاده از کندانسور تبخیری در شرایط آب و هوایی گرم توان الکتریکی مصرفی می‌تواند تا ۲۱٪ کاهش یافته و ضریب عملکرد سیکل تا ۵۲٪ بهبود یابد.

کلمات کلیدی: کندانسور تبخیری، کولر گازی دوتکه، صرفه جویی در انرژی، کندانسور.

مقدمه

کاهش توان مصرفی کولرها یکی از مهمترین موضوعات مورد تحقیق در ارتباط با سیکل تبرید می‌باشد. این امر در مورد کولرهای خانگی که به واسطه استفاده از کندانسور هوایی برق بیشتری را مصرف می‌کنند اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. دمای هوایی که کندانسور را خنک می‌کند تابع شرایط محیط است، لذا در شرایط گرم تابستان دمای هوای ورودی به کندانسور افزایش می‌یابد و بالتبع آن توان مصرفی کولر نیز زیاد می‌شود. افزایش دمای کندانسور همچنین منجر به کاهش ظرفیت تبرید سیکل و کاهش مایع درون اواپراتور می‌شود که این دو اثر منجر به کاهش ضریب عملکرد سیکل می‌شوند. به منظور افزایش ضریب عملکرد کولرها نیاز به کاهش دمای کندانسور می‌باشد. برای رسیدن به این هدف، یکی از ساده‌ترین راهها استفاده از سیستم سرمایش تبخیری مستقیم در ورودی هوا به کندانسور به منظور پایین آوردن دمای هوا می‌باشد. استفاده از کولرهای تبخیری که با کندانسورهای هوایی کوپل شده‌اند می‌تواند به صرفه‌جویی در مصرف انرژی، بهبود محیط زیست و کاهش هزینه کمک کند و منجر به بهبود عملکرد کولرها در شرایط آب و هوایی متفاوت شود. مصرف آب در این سیستم بسیار کم است و برای لوله‌های کندانسور مضر نمی‌باشد زیرا که تماس مستقیمی بین آب و لوله‌های کندانسور وجود ندارد. بطور کلی کارهای کمی برای بررسی تأثیرات استفاده از سیستم سرمایش تبخیری مستقیم صورت گرفته است. گاسوانی [۱] با نصب پد سلولزی در ورودی کندانسور یک کولر

گازی ۲/۵ تنی، نشان داد که ۲۰٪ در مصرف انرژی صرفه جویی می‌شود. ژانگ [۲] استفاده از سیستم تبخیری ساخته شده از پره‌های آلومینومی سوراخ‌دار را در کولر گازی مورد بررسی قرار داد. وی با استفاده از دمای هوای خروجی از سیستم تبخیری و مقایسه آن با منحنی ضریب عملکرد کولر نشان داد بهبود ۳۹٪ در عملکرد کولر حاصل می‌شود. یو و چان [۳] عملکرد یک کولر مجهز به سیستم سرمایش تبخیری را مدلسازی نموده و نشان دادند که ۱۴/۴٪ در مصرف انرژی و ۴/۶٪ افزایش در اثر تبرید بوجود می‌آید. حاجی دلو [۴] در تحقیقات خود اثر استفاده از سرمایش تبخیری بر روی کولرهای پنجره‌ای که مجهز به سیستم پاشش آب بر روی پوشال‌های سلولزی بودند را بررسی نمود و نشان داد که ۱۶٪ کاهش در توان مصرفی و ۵۵٪ افزایش در ضریب عملکرد کولر حاصل می‌شود.

علیرغم بالا بودن پتانسیل سیستم‌های تبخیری برای کاهش موثر در توان مصرفی کولرها، تحقیقات کمی در این رابطه صورت گرفته و لازمست کارهای بیشتری در این زمینه برای رسیدن به نتیجه مطلوب صورت گیرد. در این تحقیق آزمایشات تجربی برای تعیین میزان تأثیر استفاده از خنک کن تبخیری در کنار کندانسور هوایی بر روی عملکرد کولرهای گازی دوتکه تحت شرایط آب و هوایی مختلف انجام شده است.

طراحی سیستم و نحوه انجام آزمایشات

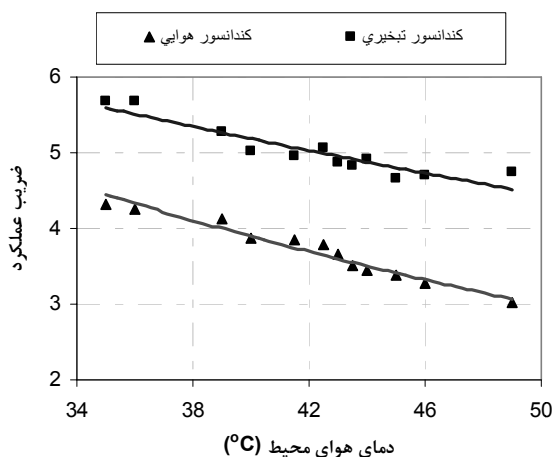
آزمایشات بر روی یک کولر گازی دو تکه با ظرفیت ۱/۵ تن انجام گرفت. از پد سلولزی به ضخامت ۵ سانتی متر در جلوی کندانسور هوایی استفاده شد و مدار بسته گردش آب برای پاشش آب بر روی پد نصب گردید. آمپر مصرفی، فشار کندانسور و فشار اواپراتور، دمای مبرد و دمای هوای در گردش در نقاط مختلف بکمک وسایل مربوطه اندازه‌گیری شدند. سیگنال‌های ترموکوپل‌ها از طریق سیستم داده گیری MIO-64E3 و برنامه Lab-View از شرکت National- Instrument قرائت شده و ثبت گردید.

بررسی نتایج آزمایشات

هر آزمایش در دو مرحله صورت گرفت. در مرحله اول سیکل با کندانسور هوایی مورد آزمایش قرار گرفت و در مرحله دوم آزمایشات بر روی کندانسور تبخیری صورت پذیرفت. جدول ۱ نتایج آزمایشات در دمای 49°C را نشان می‌دهد.



را برای دو کندانسور نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد در حالتی که کندانسور هوایی استفاده شده، تغییرات ضریب عملکرد با دمای هوای محیط با شیب تندتری کاهش می‌یابد.



شکل ۲: تأثیر دمای هوای بر ضریب عملکرد در دو حالت کندانسور

نتیجه‌گیری

کولرهای تبخیری که به کندانسور هوایی متصل می‌شوند دارای راندمان بیشتر، کارایی مطلوب‌تر بوده و یک روش مقرون به صرفه برای افزایش ضریب عملکرد کولرهای گازی دو تکه می‌باشند. نتایج تجربی نشان می‌دهند که با افزایش دمای هوای محیط ضریب عملکرد در کولرهای گازی که با کندانسور هوایی کار می‌کنند شدیداً کاهش می‌یابد در حالی که با استفاده از کندانسور تبخیری ضریب عملکرد بنحو موثری بهبود می‌یابد. با بکارگیری کندانسور تبخیری ۲۱٪ در مصرف برق صرفه جویی شده و ضریب عملکرد حدود ۵۲٪ بهبود می‌یابد.

مراجع

- [1] D. Y. Goswami, G. D. Mathur and S. M. Kulkarni, Experimental Investigation of Performance of a Residential Air Conditioning System with an Evaporatively Cooled Condenser, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 115, pp. 206-211, 1993.
- [2] H. Zhang, S.J. You, H.X. Yang, J.L. Niu, "Enhanced Performance of Air-Cooled Chillers Using Evaporative Cooling", *Building Services Eng. Res. Technology*, 21 (4) 231-217, 2000.
- [3] F.W. Yu, K.T. Chan, Experimental Determination of the Energy Efficiency of an Air-Cooled Chiller Under Part-Load Condition, *Applied Energy* 30, 656-581, 2005.
- [4] E. Hajidavalloo, Increasing COP of Window Air Conditioner in Very Hot Weather of Khoozestan, Research Project Report to Management and Programming Organization, 2001.

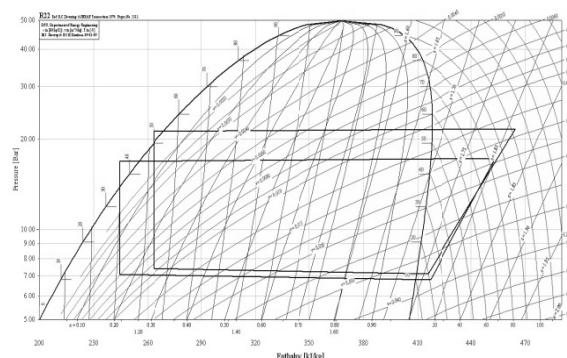
جدول ۱: نتایج آزمایشات انجام شده در دو حالت کندانسور

پارامترهای اندازه‌گیری	واحد	A	B
دمای حباب خشک هوا	°C	۴۹/۰	۴۹/۰
دمای حباب تر هوا	°C	۲۴/۰	۲۴/۰
دمای مبرد خروجی از کمپرسور	°C	۱۰۲/۵	۸۷/۲
دمای چگالش در کندانسور	°C	۵۴/۹	۴۵/۰
دمای مبرد ورودی به کمپرسور	°C	۲۰/۰	۲۱/۰
دمای مبرد خروجی از کندانسور	°C	۵۰/۲	۳۷/۰
دمای تبخیر در اواپراتور	°C	۱۱/۴	۹/۹
دمای هوای بعد از پد	°C	-	۳۲/۰
دمای هوای خروجی از کندانسور	°C	۶۱/۹	۴۵/۸
دمای هوای خروجی از اواپراتور	°C	۹/۰	۶/۵
فشار اواپراتور	bar	۷/۱	۶/۸
فشار کندانسور	bar	۲۱/۷	۱۷/۳
جریان برق مصرفی	A	۸/۵	۶/۷
دبی تبخیر آب	Cm ³ /min	-	۲۳۱

شکل ۱ نتایج تجربی این آزمایش را در نمودار P-h نشان می‌دهد. بررسی داده‌ها نشان می‌دهد که فشار کندانسور و اواپراتور به ترتیب در حدود ۴/۲٪ و ۲۰/۳٪ و نسبت فشار کاری سیکل در حدود ۱۷٪ کاهش می‌یابد. در سیستم تبخیری دمای کندانسور در حدود ۱۰°C کاهش می‌یابد. نتایج اصلی این آزمایش جدول ۲ نمایش داده شده است.

جدول ۲: مقایسه خصوصیات کولر در حالت کندانسور تبخیری و هوایی

مقایسه	تبخیری	هوایی	واحد	پارامتر
-۲۱/۱٪	۱/۴۰۰	۱/۷۷۶	Watt	W _c
۶/۱۰٪	۰/۰۳۸۷۶	۰/۰۳۶۶۱	gr/sec	M
۱۳/۳٪	۱۷۲/۷	۱۵۲/۴	Watt	Q _c
۲۰/۱٪	۶/۶۹۳	۵/۵۷۹	kJ/kg	q _c
۵۲/۲٪	۴/۷۸	۳/۱۴	-	β



همانگونه که در جدول ۲ ملاحظه می‌گردد، توان مصرفی در حدود ۲۱٪ کاهش و ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد به ترتیب در حدود ۱۳٪ و ۵۲٪ افزایش یافته‌اند. شکل ۲ تغییرات ضریب عملکرد در دماهای مختلف محیط



بررسی عملکرد و معادلات حاکم بر چیلرهای جذب سطحی با دو محفظه جاذب

مهدی مهدوی خواه^۱، مسعود وحیدی^۲، سعید وحیدی فر^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی، دانشگاه فردوسی مشهد؛ mmahdaviikhah@yahoo.com

^۲ مهندس مکانیک سیالات، دانشگاه آزاد مشهد؛ masood_vahidi_ok@yahoo.com

^۳ دانشجوی دکترای تبدیل انرژی، دانشگاه فردوسی مشهد؛ S_vahidifar@yahoo.com

چکیده

یکی از روش‌های تبرید که در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته، سیکل جذب سطحی است که بر اساس جذب و احیای یک ماده جاذب شونده در مواد جاذب، که جامد متخلخل هستند کار می‌کند. در این مقاله ابتدا عملکرد سیکل با دو بستر جاذب بررسی شده و مزایا و معایب چیلرهای جذب سطحی آورده شده است. برخی از روش‌هایی که برای بهبود عملکرد سیکل ارائه شده و کاربرد عملی بیشتری دارند توضیح داده شده است. در ادامه به مدلسازی بخش‌های مختلف چیلر جذب سطحی پرداخته خواهد شد. در نهایت برخی از نتایج عددی و تجربی ارائه می‌شود.

کلمات کلیدی: چیلر جذب سطحی، مدلسازی، سلیکازل، عملکرد سیکل

مقدمه

در میان روش‌های بسیاری که برای ایجاد پروت و وجود دارد، دو روش تراکم بخار و جذبی کاربرد بیشتری در صنعت تبرید و تهویه مطبوع دارند. چیلرهای جذبی را می‌توان به دو دسته کلی جذب حجمی^۱ و جذب سطحی^۲ تقسیم بندی کرد. چیلرهای جذب حجمی علیرغم برتری‌های فراوانی که نسبت به چیلرهای تراکمی دارند، خود دارای معایبی هستند و در سال‌های اخیر توجه ویژه‌ای به سیکل‌هایی که بر اساس جذب سطحی کار می‌کنند شده است. برخی از مزایای سیکل جذب سطحی عبارتند از [۱]:

- می‌توانند با منابع انرژی دما پایین (حدود ۵۰°C) مانند خورشید کار کنند.
- به قطعات متحرک برای به حرکت در آوردن سیال عامل نیاز ندارد.
- دارای عمر طولانی‌تر نسبت به چیلر جذب حجمی و تراکمی است.
- بدون صدا و لرزش کار می‌کند.
- هزینه تعمیر و نگهداری بسیار پایین دارد.
- برخی مشکلات چیلرهای جذب حجمی مانند کریستاله شدن و خوردگی را ندارد و قابل اطمینان است.

جذب حجمی (مانند لیتیوم بروماید-آب)
 تراکمی
 جذب سطحی (مانند سلیکازل-آب)
 جذبی
 سیستم‌های سرمایش

عملکرد چیلر جذب سطحی

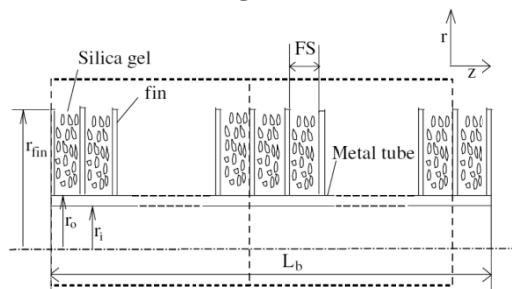
سیکل پمپ حرارتی جذب سطحی از چهار قسمت اصلی تشکیل شده است. کندانسور، شیر اختناق، اواپراتور و محفظه‌های جاذب^۳ که نقش کمپرسور را ایفا می‌کنند. محفظه جاذب از مواد جامدی پر شده است که می‌توانند سیالات خاصی را جذب کرده و مجدداً احیا کنند.

در ابتدا آب گرم وارد بستر^۱ شده و فرآیند احیا آغاز می‌شود در همین زمان آب سرد وارد بستر^۲ شده و فرآیند جذب شروع می‌شود. بدین ترتیب فشار بستر^۱ در جرم ثابت تا فشار کندانسور افزایش و فشار بستر^۲ در جرم ثابت تا فشار اواپراتور کاهش خواهد یافت. در مرحله دوم سیال احیا شده در بستر^۱ وارد کندانسور می‌شود و پس از آزاد کردن گرما وارد شیر اختناق شده و با افت فشار، دمایش کاهش می‌یابد. در این مرحله سیال پس از دریافت گرما از منبع دما پایین، جذب مواد جاذب در بستر^۲ خواهد شد و گرما دادن به بستر^۱ و خنک کردن بستر^۲ ادامه می‌یابد. مرحله سوم عکس مرحله ۱ است یعنی بستر^۱ خنک شده و بستر^۲ گرم خواهد شد. در مرحله چهارم عکس مرحله دوم انجام می‌شود، بستر^۱ به اواپراتور و بستر^۲ به کندانسور متصل خواهد شد. پس از پایان مرحله چهارم، سیکل کامل خواهد شد.

رایج ترین جاذب‌ها برای استفاده در چیلرهای جذب سطحی، سلیکازل، کربن اکتیو و زئولیت هستند [۲]. سیالات جذب شونده رایج عبارتند از آب، متانول و آمونیاک که با توجه به شرایط و ماده جاذب انتخاب می‌شوند.

مدلسازی چیلرهای جذب سطحی

مدلسازی محفظه جاذب شامل چهار بخش اصلی سیال ناقل حرارت، لوله فلزی، فین‌ها و بستر ماده جاذب می‌باشد.



شکل ۵: محفظه جاذب در چیلر جذب سطحی

(۱) سیال ناقل حرارت: شامل مدلسازی سیالی است که داخل لوله‌ها جریان دارد. در اینجا انتقال حرارت یک بعدی در امتداد محور فرض شده است.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho C_p \vec{u} T) = -q_{\text{fluid-metal tube}} \quad (1)$$

(۲) لوله فلزی: معادله زیر در مختصات استوانه‌ای با شرایط مرزی مربوطه حل می‌شود.

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (K \vec{\nabla} T) \quad (2)$$

(۳) فین‌ها: ضخامت فین‌ها بسیار کم بوده و می‌توان از انتقال حرارت در امتداد محور صرف نظر کرد.

¹ Absorption

² Adsorption

³ Adsorbent Bed



شکل ۷ اثر ضخامت جاذب بر ضریب عملکرد و توان مخصوص تبرید را نشان می‌دهد [۵]. توان مخصوص تبرید با افزایش ضخامت کاهش می‌یابد زیرا با افزایش ضخامت، جرم ماده جاذب افزایش یافته و با اینکه توان سرمایش نیز افزایش می‌یابد، توان مخصوص تبرید کاهش می‌یابد. برای مقدار ضریب عملکرد نسبت به ضخامت جاذب یک مقدار بهینه وجود دارد که با توجه به پارامترهای چیلر تغییر می‌کند.

نتیجه‌گیری

در این مقاله به صورت مختصر به بررسی عملکرد چیلرهای جاذب سطحی پرداخته شد و مروری بر روشهایی که توانسته‌اند عملکرد آنها را به خوبی مدل‌سازی کنند گردید. برخی از مهمترین نتایج بدیت آمده از تحلیل‌های عددی و تجربی در ادامه بیان شد. برای بسترهایی که از صفحات موازی استفاده می‌کنند نیاز به استفاده از مختصات کارتزین و سه بعدی می‌باشد. برای رسیدن به عملکرد بهینه سیکل نیاز است پارامترهای دخیل به خوبی مدل شده و در بهترین حالت تنظیم شوند.

فهرست علائم

COP	ضریب عملکرد
k	ضریب انتقال حرارت هدایت ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
M	جرم مولکولی
q*	جذب تعادلی ($kg/kg \text{ adsorbent}$)
T	دما (K)
u	سرعت (m/s)
v	بخار
علائم یونانی	
ΔH	گرمای جذب (J/kg)
ε	تخلخل
λ	ضریب انتقال حرارت هدایت ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
μ	ویسکوزیته ($N/m \cdot s$)
زیر نویس ها	
m	لوله فلزی
f	سیال ناقل حرارت
s	سیلیکاژل

مراجع

- Demir, H., and Mobedi, M., "Iku", S.U., "A review on adsorption heat pump: Problems and solutions," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 12, pp. 2381-2403, 2008.
- Wang, L.W., and Wang, R.Z., and Oliveira, R.G., "A review on adsorption working pairs for refrigeration, Renewable and Sustainable Energy Reviews," vol. 13, pp. 518-534, 2009.
- Yong, L., and Sumathy, K., "Comparison between heat transfer and heat mass transfer models for transportation process in an adsorbent bed," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 1587-1598, 2004.
- H.T. Chua, K.C. Ng, W. Wang, C. Yap, X.L. Wang, "Transient modeling of a two-bed silica gel-water adsorption chiller," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 659-669, 2004.
- Zhang, L.Z., and Wang, L., "Effects of coupled heat and mass transfers in adsorbent on the performance of a waste heat adsorption cooling unit," Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 195-215, 1999.

(۴) بستر ماده جاذب: مهمترین قسمت در مدل‌سازی محفظه جاذب، بستر ماده جاذب می‌باشد که شامل مواد متخلخل و بخار جذب شونده است. لیونگ و همکارش [۳] روش‌های مدل‌سازی ارائه شده را به دو بخش اصلی تقسیم بندی کرده است:

(الف) مدل انتقال حرارت (HT) که در آن پدیده انتقال جرم را ناچیز فرض کرده و بر اساس توزیع فشار یکنواخت می‌باشند.

(ب) مدل انتقال جرم و حرارت (HMT) که معادلات انتقال جرم را همراه با معادله انتقال حرارت حل می‌کنند.

در سالهای اخیر برای بدست آوردن نتایج دقیق، توجه بیشتری به مدل‌هایی که معادلات انتقال جرم و حرارت را حل می‌کنند گردیده است. این مدل شامل چهار معادله اصلی موازنه انرژی، بقا جرم، مومنتوم و معادله حالت است.

موازنه انرژی برای قسمت جاذب به صورت زیر است

$$\rho C_p \frac{\partial T_s}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_g C_{pg} \vec{u} T_s) = \vec{\nabla} \cdot (K \vec{\nabla} T_s) + \rho_s \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} \quad (3)$$

بقای جرم برای قسمت جاذب به صورت زیر است

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_g \vec{u}) + \rho_s \frac{\partial w}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

چوا و همکارانش [۴] معادله نیرو محرکه خطی (LDF) برای در نظر گرفتن مقاومت انتقال جرم بین ذرات را به صورت زیر ارائه کرده است.

$$\frac{dq}{dt} = 15 D_{so} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_s}\right) / R_p^2 \cdot (q^* - q) \quad (5)$$

که q^* جذب تعادلی در (T_s, P_s) است

معادله مومنتوم به صورت زیر نوشته می‌شود

$$u = -\frac{K_{ap}}{\mu} \nabla P \quad (6)$$

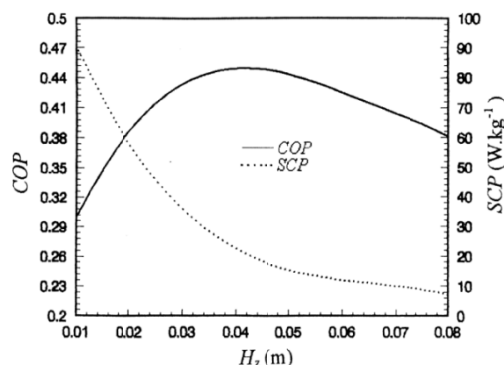
از رابطه گاز کامل برای محاسبه مقدار چگالی بخار استفاده شده است

$$P = \frac{\rho_g RT}{M} \quad (7)$$

نتایج

یکی از پارامترهایی که برای سنجش عملکرد چیلرهای جاذب سطحی استفاده می‌شود، توان مخصوص تبرید است که به صورت نسبت توان سرمایش به حاصلضرب جرم ماده جاذب کننده در مدت زمان یک سیکل تعریف می‌شود [۱].

$$SCP = \frac{Q_e}{m \tau_{cycle}} \quad (37)$$



شکل ۷: اثر ضخامت جاذب بر ضریب عملکرد و توان مخصوص تبرید

¹ Heat transfer

² Heat and mass transfer

³ linear driving force



Effects of Geometrical Parameters on Exergy of Cold Water Storage Tanks

Moien Farmahini¹, Ghassem Heidarinejad², Mehdi Maerefat³, Shahram Delfani⁴

¹ Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, moienfahar@gmail.com

² Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, gheidari@modares.ac.ir

³ Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, maerefat@modares.ac.ir

⁴ Building and Housing Research Center (BHRC), Building Installations Department, delfani@bhrc.ac.ir

Abstract

Thermal stratification is applied in the field of energy storage to augment efficiency of energy use. Research on energy storages has revealed that the thermal performance or energy saving of a water storage tank can be increased by maximizing the level of thermal stratification within the storage tank. In this paper, impacts of geometrical parameters of tanks on the thermal stratification within a cold storage tank are analyzed. Seven two-dimensional models have been numerically simulated by using the computational fluid dynamics program, Fluent, with realistic boundary and initial conditions applied. The level of thermal stratification in each model has been quantified using exergy analyses. The results show increasing the tanks aspect ratio of height to width, decreasing inlet/outlet diameter, and moving the inlet/outlet position to the outer extremities of the tank all result in increasing levels of thermal stratification.

Keywords: Cold storage tanks, thermal stratification, exergy analysis, CFD.

1. Introduction

Space cooling now represents significant amount of electricity demands. Due to ability of cold water storage tanks to shift electrical demand for space cooling, they have attracted interested. Similar to the storage devices commonly used in solar thermal systems, the simplest and most reliable design for a cold-water storage tank is a single and naturally stratified tank. Naturally, the water within the tank is not mixed. The cooler fluid moves down to the bottom of the tank while the hotter fluid rises to the top. This thermal stratification phenomenon is a highly desirable quality as it contributes remarkably towards efficiency of the storage tanks, increasing it by as much as 10% [1, 2].

Exergy analysis is a thermodynamic analysis method based on the Second Law of Thermodynamics. It presents an enlightening and alternative means of comparing thermal storage systems meaningfully. In particular, efficiency based on exergy analysis provides an accurate measure of how nearly actual performance approaches the ideal. Also, the causes and positions of thermodynamic losses can be ascertained more distinctly by exergy analysis than energy analysis [3].

Energy cannot be created or destroyed. However, exergy analysis admits that, energy can be devalued, ultimately reaching a complete equilibrium with the environment and thus no more use for carrying out tasks. For thermal

storage systems, exergy analysis specifies the maximum potential associated with the incoming thermal energy. Only if the thermal energy experiences a reversible processes this maximum is reserved and recovered. If a system and its environment reach equilibrium, no thermal energy or exergy can be extracted [4].

In this paper, with the aim of improving efficiency of storage tanks, effects of geometrical parameters on exergy of cold water storage tanks are investigated. Computational Fluid Dynamics (CFD) methods are used to simulate the transient two-dimensional fluid dynamics through a cold-water storage tank. A base model tank (model A) is proposed and other six models are compared with the based model. Impacts of height/width aspect ratio of tank (Model B and C), inlet and outlet positions (Model D and E), and diameter of inlet and outlet (Model F and G) on thermal stratification of the tank are qualified.

2. Formulations

The two-dimensional fluid dynamics in a storage tank is described by the Navier-Stokes and temperature equations. The computation domain and meshing have been created with Gambit and numerical simulations have been conducted by using the Fluent software.

A non-dimensional exergy based parameter in defined by Rosen [4] to measure the degree of thermal stratification in a tank. This parameter compares two ideal extreme states, a perfectly stratified tank and a perfectly mixed tank. The non-dimensional exergy parameter ζ is defined as:

$$\zeta = 1 - \frac{\epsilon - \epsilon_{mix}}{\epsilon_{strat} - \epsilon_{mix}} \quad (1)$$

where, ϵ_{mix} is the instantaneous exergy of a perfectly mixed tank and ϵ_{strat} is the instantaneous exergy of a perfectly stratified tank. $\zeta = 0$ for a perfectly stratified tank and $\zeta = 1$ for a perfectly mixed tank. For an actual tank, ζ will be between 0 and 1.

3. Results and Discussion

The first numerical model is the base model, Model A. All other numerical models that have been developed in this paper are derived from this base model to demonstrate the effects of various configuration parameters.

The base model has the following physical specifications: dimension of $0.8 \times 0.4m^2$, height to



width aspect ratio (AR) of 2, inlet and outlet are $0.02m$ away from bottom and top of the tank, and inlet/outlet diameter of $0.015m$. In order to produce accurate results, realistic boundary conditions were applied. On all solid surfaces within the tank no-slip and adiabatic boundary conditions are applied. At the inlet, fixed and uniform temperature and velocity are specified and at the outlet, the gradients of both temperature and velocity are set to be zero. For all models, initially the water inside the tank is at a uniform temperature T_0 and is all velocity components are zero. For all the models, the mass flow rate of $0.05kg/s$ is chosen and also, the initial temperature of the water in the tank is $32^\circ C$ ($305.2 K$), and temperature of inlet water is $15^\circ C$ ($288.2 K$) which enters at the bottom of the tank.

3.1. The effect of height/width aspect ratio

To analyze the effect of height/width, two models with different AR are investigated. To ensure accuracy, the water volume capacity of the storage tanks must be the same as the base model. However, dimension of height and width are different. Model B with the $AR=3$, has dimensions of $0.981 \times 0.326m^2$ and Model C with the $AR=5$, has dimensions of $1.264 \times 0.253m^2$.

Figure 1 compares temperature contours of three models, Model A, B, and C at 3000s.

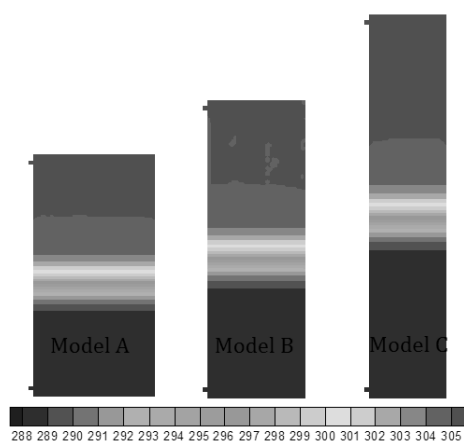


Figure 1. Temperature contours of Model A, B, and C at 3000s.

As Figure 1 shows, water within all tanks is stratified and also, ratio of height to conduction layer decreases from Model A to Model C. Among these three models Model C keeps water more stratified and thus, has a higher efficiency in comparison with others. Also Figure 2 proofs higher efficiency of Model C. The temperature contours discussed above give some indication of the level of thermal stratification. However, a quantitative parameter to measure the thermal stratification level provides more insightful information. Based on equation (1), Nondimensional exergy of Model C is lower than both Model A and B. As can be observed from figure 2, ζ decreases for all three models in a same trend. As time progresses, once

some initial mixing completes, the level of thermal stratification increases. In other words, ζ approaches zero. This is because the cold water entering the tank quickly diffuses into the hot water, meaning that the initial values of ζ increase. As more cold water is introduced, the thermocline region is pushed up, leaving a cold body of water at the bottom and thus reducing the mixing at the inlet zone. This gradual reduction in the mixing phenomena causes decreasing ζ .

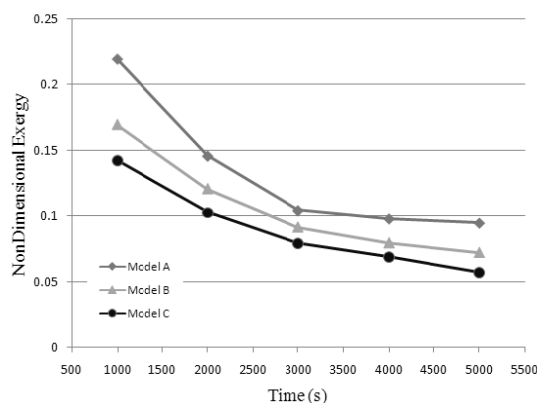


Figure 2. NonDimensional exergy of Model A, B, and C.

It is worth mentioning, although, higher AR has a better efficiency and thermal stratification, it augments convection area around the tank and also needs more isolation.

4. Conclusion

Two-dimensional simulation of seven cold water storage tanks results in: increasing aspect ratio reduces thermocline thickness and consequently, increases efficiency of the tank. Decreasing diameter of inlet/outlet reduces initial mixing within the tank and thus, thermal stratification happens sooner, which leads to higher exergy in the tank. Moving inlet/outlet positions to bottom/top of tank reduces initial mixing duration and hence, a thinner conduction layer appears in the tank and leads into a better thermal stratification.

Reference

- 1- Ievers, S., and Lin, W., "Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank", 2009, Applied Energy, Vol.86, pp. 2604-2614.
- 2- Homan, K.O., and Soo, S.L., "Model of the transient stratified flow into a chilled-water storage tank", 1997, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. IX, pp. 4367-4377.
- 3- Han, Y.M., Wang, R.Z., and Dai Y.J., "Thermal stratification within the water tank", 2008, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.13, pp. 1014-1026.
- 4- Rosen, M.A., "The Exergy of Stratified Thermal Energy Storages", 2001, Solar Energy, Vol. 71(3), pp. 173-185.

تحلیل انرژی، انرژی سیکل تبرید جذبی دیفوزنی نوع لوله گرمایی برای سیستم سرمایش بهروز میرزایی ضیاء پور^۱، محسن توکلی^۲

^۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه محقق اردبیلی، behrooz_ziapour@yahoo.com

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه محقق اردبیلی، M.tavakoli@nigc-zanjan.ir

چکیده

در این مقاله یک سیکل تبرید جذبی دیفوزنی از نوع لوله گرمایی را از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار داده‌ایم. در این مطالعه با بهره‌گیری از تئوری جریان سیال یک بعدی و به کمک معادلات بقاء جرم، ممتنم و انرژی عملکرد سیستم بررسی شده است. یک برنامه کامپیوتری جهت بررسی ضریب عملکرد سیستم^۱، اتلافات انرژی در اجزای مختلف سیکل و اتلاف انرژی کل تهیه نمودیم و طرح بهینه را برای استفاده در خنک کاری پیشنهاد کردیم.

کلمات کلیدی: دیفوزن، لوله گرمایی، کارایی، انرژی

مقدمه

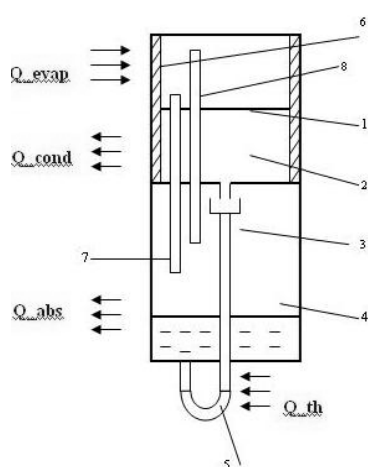
به لحاظ محدودیت منابع انرژی در جهان مطالعات زیادی در راستای بهینه سازی مصرف انرژی در دست انجام می‌باشد. در این بین مفاهیم قانون دوم ترمودینامیک متحول شده و تاثیر مهمی در تحلیل‌ها بوجود آمده است تحلیل قانون دوم بر اساس مفهوم انرژی پایه گذاری شده. در صنعت سرمایش سیستمهای جذبی به دلیل هزینه اولیه بالاتر و راندمان کمتر نسبت به سیستمهای الکتریکی تراکمی بخار کمتر مورد توجه قرار گرفته اند [۱]. با این وجود اگر فاکتورهایی مانند انرژی کل مصرفی، مدیریت انرژی الکتریکی و استفاده از گرمای اتلافی سیکلهای دیگر مورد توجه قرار گیرند، سیستمهای جذبی می‌توانند بسیار مفید باشند. این سیستمها می‌توانند گرمای اضافی خروجی از سیکلهای دیگر را مصرف کنند و آب سرد و یا گرم جهت سرمایش یا گرمایش تولید کرده و باعث بهبود راندمان تبدیل انرژی شوند. با افزایش مصرف برق در بخش صنعت سرمایش و به دنبال آن پیک مصرف برق در ماههای خاص، باعث افزایش اهمیت مدیریت و برنامه‌ریزی جهت کاهش مصرف شده است که در مقایسه با ساخت نیروگاههای جدید روشی اقتصادی تر می‌باشد. یکی از روشهای مورد توجه محققین در راستای کاهش مصرف، استفاده از سیستمهای جذبی به لحاظ استفاده از حرارت به عنوان انرژی ورودی می‌باشد. استفاده از لوله گرمایی به علت ساختار فیتله‌ای برای جایجایی سیال عامل و عدم نیاز به پمپ الکتریکی برای مصارف تهویه مطبوع امروز رایج می‌باشد [۲].

تشریح عملکرد سیکل و مدل سازی

سیکل سیستم تبرید جذبی دیفوزنی از نوع لوله گرمایی در شکل (۱) آورده شده است [۲]. قسمت ترموسیفون لوله‌ای گرمایی تحت حرارت قرار می‌گیرد (منبع حرارت اتلافی)، سیال عامل آب آمونیاک تبخیر شده و به سمت جداکننده حرکت می‌کند. در جداکننده آمونیاک با غلظت ۰.۹۹ به سمت

^۱ COP

کندانسور حرکت می‌کند (۲). و محلول ضعیف آب آمونیاک از جداکننده به جاذب سرریز می‌گردد (۳) در کندانسورهای چگالیده شده با کمک خاصیت مویینگی فیتله‌ای لوله‌ای گرمایی به قسمت اواپراتور می‌رسد (۱). در اواپراتور گاز هلیوم با آمونیاک مخلوط می‌گردد و حرارت را از محیط دریافت می‌کند. و از طریق کانال (۸) وارد جاذب می‌گردد و در جاذب با پس دادن اندکی حرارت آمونیاک با محلول ضعیف آب آمونیاک مخلوط می‌شود و وارد ترموسیفون می‌گردد و تبدیل به محلول غنی آب آمونیاک می‌گردد و هلیوم به علت سبکی از طریق کانال (۷) به طرف اواپراتور جریان می‌یابد بدین ترتیب سیکل تبرید جذبی دیفوزنی تکمیل می‌گردد. مدل سازی سیکل بر اساس قانون بقای جرم و بقای غلظت و بقای انرژی برای قسمتهای مختلف سیکل انجام گرفته است و خواص سیال کاری نیز از نرم افزار EES بدست آمده است [۳ و ۲].



شکل ۱: نمایی از سیکل تبرید جذبی دیفوزنی از نوع لوله گرمایی

بالانس انرژی ترموسیفون

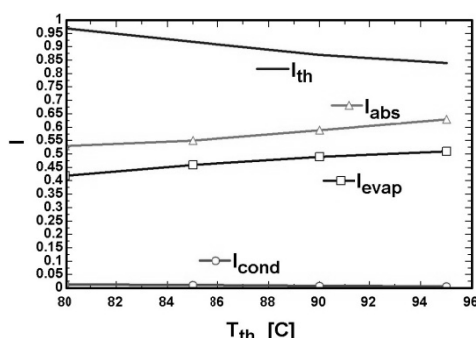
$$\dot{I}_{th} = T_0 [\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_5 s_5] - \frac{\dot{Q}_{th}}{T_{th}} \quad (1)$$

بالانس انرژی کندانسور

$$\dot{I}_{con} = T_0 [\dot{m}_1 (s_1 - s_2) + \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_1}] \quad (2)$$

بالانس انرژی اواپراتور

$$\dot{I}_{evap} = T_0 [\dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_1 s_1] - \frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{evap}} \quad (3)$$



شکل ۴: اتلاف انرژی هریک از مولفه‌های سیکل براساس دمای ترموسیفون

نتیجه‌گیری

از روی نمودارها و جداول بالا می‌توان پی برد که استفاده از سیکل بالا بصورت افقی ظرفیت تبرید را ۱۸ درصد افزایش می‌دهد زیرا کیفیت انرژی به خاطر عدم وجود نیروی جاذبه بالا می‌باشد. همچنین در طول موثر ۳۵۰ میلی‌متر لوله گرمایی بیشترین بازدهی و کارایی را دارد. و همانطور که ملاحظه می‌گردد در دمای پنج درجه اواپراتور ضریب عملکرد بیشترین مقدار را دارد.

فهرست علائم

I	Q	kj	انرژی kj
A		m^2	مساحت
D		$\frac{m^2}{s}$	ضریب دیفوزن
K		m^2	نفوذ پذیری فیل
R			ثابت گازها
μ	σ		لزجت، کشش سطحی
ρ		kg/m^3	چگالی
eff		m	طول موثر
$Cond-evap-abs-th$			کندانسور - اواپراتور - ابزبر - ترموسیفون
w		m^2	منفذ

مراجع

- [1] Bejan, A., Heat transfer, Wiley, New York, 1988.
- [2] Smirnov, H.F., Kosoy, B.V. Refrigerating heat pipe. Applied Thermal Engineering
- [3] Reay, D., Kew, P. Heat pipes Theory, Design and Applications, Fifth Edition elsevier Press. 2006.
- [4] Zohar, A., Jelinek, M. Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle
- [5] Koyfman, A., Jelinek, M. An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids

قانون استفان^۱:

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{DpM_w A}{R_0 T(x_2 - x_1)} \right) \ln \left(\frac{P[8]}{P[8] - P(\text{sat}(\text{ammonia}(T)))} \right) \quad (4)$$

بالانس انرژی جاذب

$$\dot{I}_{evap} = T_0 [\dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_3 s_3] + \frac{\dot{Q}_{abs}}{T_{abs}} \quad (6)$$

بالانس نهایی انرژی:

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{th} = \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{cond} \quad (7)$$

بالانس نهایی انرژی:

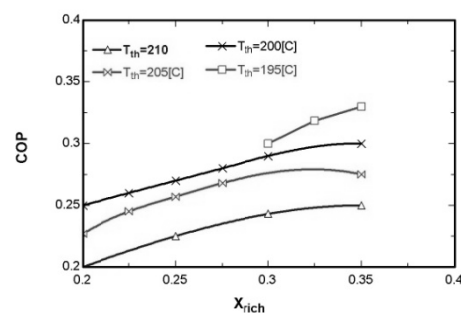
$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{evap} + \dot{I}_{abs} + \dot{I}_{th} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{max} = \frac{\rho_l K A_w}{\mu_l L_{eff}} \left(\frac{2\sigma}{r_c} - \rho_l g L_{eff} \sin(\phi) \right) \quad (9)$$

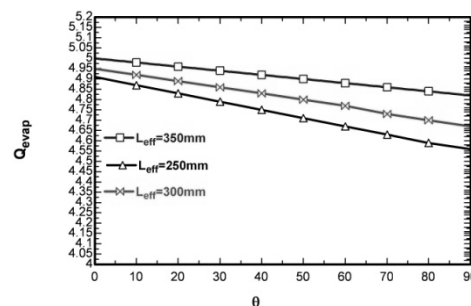
$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{th}} \quad (10)$$

نتایج

با توجه به معادلات حاکم و استفاده از برنامه کامپیوتری سیکل مورد نظر را شبیه سازی نمودیم که نتایج به دست آمده به صورت نمودارهایی ارائه می‌شود. و این نتایج تطابق خوبی با نتایج مراجع [۴] و [۵] دارد.



شکل ۲: تاثیر تغییرات دمای ترموسیفون بر عملکرد در غلظت‌های مختلف.



شکل ۳: تاثیر تغییرات زاویه لوله گرمایی بر ظرفیت تبرید.

¹ estephan



تأثیر فاکتور لوئیس بر عملکرد برج خنک‌کن با جریان مخالف

مریم کرمی^۱، قاسم حیدری‌نژاد^۲، شهرام دلفانی^۳، هادی پاسدارشهری^۴^۱ کارشناس ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی؛ m.karami53@gmail.com^۲ استاد، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی؛ gheidari@modares.ac.ir^۳ استادیار، مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن؛ delfani@bhrc.ac.ir^۴ دانشجوی دکتری، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی؛ hadi.pasdar@gmail.com

چکیده

در این مقاله، تأثیر فاکتور لوئیس بر عملکرد یک برج خنک‌کن با جریان مخالف با استفاده از شبیه‌سازی عددی فرایندهای انتقال جرم و حرارت در داخل برج مورد بررسی قرار می‌گیرد؛ ابتدا، معادلات جرم و انرژی حاکم بر برج خنک‌کن ارائه گشته و سپس، فاکتور لوئیس معرفی می‌شود. در ادامه، تأثیر فاکتور لوئیس بر مشخصه‌های مختلفی مثل نرخ تلفات آب، دمای آب خروجی از آن و... بررسی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که مقدار تبخیر آب در هر صورت تابعی از مقدار فاکتور لوئیس می‌باشد و اگر دمای هوای ورودی به برج نسبتاً بالا باشد، می‌توان از تأثیر فاکتور لوئیس بر عملکرد برج صرف‌نظر کرد.

کلمات کلیدی: برج خنک‌کن، جریان مخالف، فاکتور لوئیس، شبیه‌سازی عددی

مقدمه

فاکتور لوئیس یکی از مهم‌ترین مشخصه‌های موثر در رفتار هسته خنک‌کننده برج و معادلات حاکم بر فرایندهای انتقال حرارت و جرم (سرمایش تبخیری) است. در فرایند انتقال جرم و حرارت همزمان، نسبت ضرایب پخش α به D به صورت عدد لوئیس تعریف می‌گردد:

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{k}{\rho c_p D} = \frac{Sc}{Pr} \quad (1)$$

به عبارت دیگر، نرخ نسبی رشد لایه‌های مرزی غلظت و حرارت با عدد لوئیس تعیین می‌شوند؛ در نتیجه، پروفیل‌های دما و غلظت وقتی $Le=1$ باشد، منطبق می‌گردند. علاوه بر عدد لوئیس، فاکتور لوئیس یا رابطه لوئیس^۱ را هم می‌توان تعریف کرد که نماینده نسبت نرخ‌های انتقال جرم و انرژی در یک فرایند تبخیری است. فاکتور لوئیس برابر با نسبت عدد استانتون انتقال گرما به عدد استانتون انتقال جرم است:

$$Le_f = \frac{St_c}{St_D} = \frac{h_c}{\rho c_p} \frac{\rho u}{h_D} = \frac{h_c}{c_p h_D} \quad (2)$$

لوئیس تلاش کرد که به طور تحلیلی ثابت کند که برای سیستم‌های گاز-مایع، $Le_f=1$ است. او در مقاله بعدی‌اش، بیان کرد که رابطه $Le_f=1$ تقریباً برای مخلوط‌های آب-هوا و نه برای همه سیستم‌های گاز-مایع برقرار است. اگرچه اثبات لوئیس صحیح نیست، نسبت $h_c/c_p h_D$ امروزه به عنوان فاکتور لوئیس شناخته می‌شود. مرکل نیز در مطالعات اولیه خود برای ساده‌سازی معادلات حاکم فاکتور لوئیس را برابر یک فرض کرد؛ هسلر در سال ۱۹۹۹ گزارش داد که فرض مرکل صحیح نبوده و فاکتور لوئیس باید در محدوده بین ۰/۵ تا ۱/۳ باشد [۱].

پوپ و روگنر از فرمول بوسجاکوویچ برای مدل‌سازی رفتار برج استفاده کردند [۱]. بوسجاکوویچ^۲ نشان داد که انتقال جرم متناسب با پتانسیل رطوبت $(w_{s,w} - w)$ نمی‌باشد [۱]. او فاکتور لوئیس را تصحیح و رابطه (۳) را ارائه کرد:

$$Le_f = 0.865^{2/3} \left[\left(\frac{w_{s,w} + d}{w + d} - 1 \right) / \ln \left(\frac{w_{s,w} + d}{w + d} \right) \right] \quad (3)$$

که در آن Le ، عدد لوئیس و برابر ۰/۸۶۵ و d نسبت وزن مولکولی آب به وزن مولکولی هوا مساوی با ۰/۶۲۲ فرض می‌شود. بورلیت [۲] و گرنج [۳] فاکتور لوئیس را برای برج خنک‌کن مرطوب با استفاده از رابطه (۳) تقریباً برابر با ۰/۹۲ در نظر گرفتند. سادرلند نیز فاکتور لوئیس ۰/۹ را در تحلیل "دقیق" خود از برج بکار برد [۴]. در اکثر مطالعات اخیر، این فاکتور، عدد ثابتی فرض شده است؛ ولی، کلاپر و کروگر روی تأثیر رابطه لوئیس بر عملکرد برج‌های خنک‌کن مرطوب با جریان طبیعی برای دماهای هوای خشک مختلف تحقیق کردند [۱].

هدف عمده مقاله حاضر، بررسی تأثیر فاکتور لوئیس بر عملکرد یک برج خنک‌کن مکانیکی تر با جریان مخالف با استفاده از شبیه‌سازی عددی فرایندهای انتقال جرم و حرارت در داخل برج می‌باشد؛ بر همین اساس، فاکتور لوئیس ثابت فرض نشده و از رابطه بوسجاکوویچ در مدل‌سازی استفاده می‌گردد. جهت بررسی دقیق‌تر، دو رابطه لوئیس دیگر نیز در مدل بکار رفته و تأثیر آنها بر دمای آب و هوای خروجی از برج، همچنین نرخ تلفات آب و... تحقیق می‌شود.

معادلات حاکم و روش حل عددی

دستگاه معادلات زیر از موازنه انرژی حالت پایا بین آب و هوا و موازنه جرم بخار آب ورودی به هوا در یک برج خنک‌کن بدست می‌آید و می‌توان آن را با استفاده از روش عددی تکراری و با در نظر گرفتن المانهای حجمی برای حل عددی روابط حاکم بر ناحیه هسته، بکار برد:

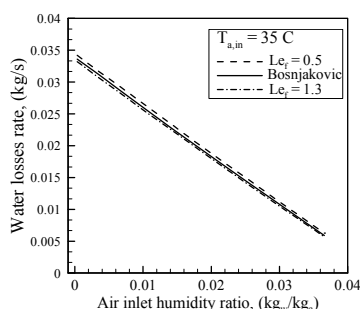
$$\dot{m}_a \cdot dw = h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (w_{s,w} - w) \quad (4)$$

$$\dot{m}_a dh = (\dot{m}_{w,in} - \dot{m}_a (w_{out} - w)) dh_{f,w} + \dot{m}_a dw h_{f,w} \quad (5)$$

$$\frac{dh}{dw} = Le \left(\frac{h_{s,w} - h}{(w_{s,w} - w)} \right) + (h_{fg,w} - h_g^0 \cdot Le) \quad (6)$$

یک برنامه کامپیوتری برای حل دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی (۴)، (۵) و (۶) نوشته شده که در آن از روش‌های عددی انتگرالی با در نظر گرفتن المانهای حجمی استفاده می‌شود. در این برنامه، به خواص مخلوط بخار آب-

² Bosnjakovic¹ Lewis Relation



(ب)

شکل (۱). تغییرات نرخ تلفات آب با نسبت رطوبت هوای ورودی برای سه فاکتور لوئیس مختلف و دماهای خشک هوای ورودی 10°C و 35°C

فهرست علائم

سطح قطرات آب در واحد حجم برج (m^2m^{-3})	A_f
ضریب دیفیوژن (m^2s^{-1})	D
گرمای ویژه در فشار ثابت ($\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	c_p
انتالپی هوای مرطوب (kJ kg_a^{-1})	h
ضریب هدایت حرارتی ($\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$)	k
نرخ جریان جرمی (kg s^{-1})	$\dot{m}$
سرعت (m s^{-1})	u
دمای ($^{\circ}\text{C}$)	T
نسبت رطوبت هوای مرطوب ($\text{kg}_w\text{kg}_a^{-1}$)	W
حجم برج (m^3)	V
عدد لوئیس	Le
فاکتور لوئیس	Le_f
عدد پراشتل	Pr
عدد اشمیت	Sc
عدد استانتون	St
حروف یونانی	
ضریب پخش حرارتی (m^2s^{-1})	α
چگالی (kg m^{-3})	ρ

مراجع

- [1] Kloppers J. C., Kröger D. G., 2005, "The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 44, pp. 879–884.
- [2] Bourillot C., 1983, "Numerical model for calculating the performance of an evaporative cooling tower", EPRI Report CS-3212-SR.
- [3] Grange J.L., 1994, "Calculating the evaporated water flow in a wet cooling tower", Paper presented at the 9th IAHR Cooling Tower and Spraying Pond Symposium, von Karman Institute, Brussels, Belgium.
- [4] Sutherland J.W., 1983, "Analysis of mechanical-draught counter flow air/water cooling towers", Trans. ASME J. Heat Transfer, Vol. 105, pp. 576–583.
- [5] Simpson W.M. and Sherwood T.K., 1946, "Performance of small mechanical draft cooling towers", Refrig. Eng., Vol. 52 (6): pp.525–543, and 574–576.

هوا و هوای مرطوب در هر مرحله از محاسبات عددی نیاز است که با استفاده از میانمایی مقادیر موجود در جداول در محدوده دمایی مناسب، توابع موردنیاز به برنامه اصلی افزوده می‌گردند.

مقایسه بین مقادیر آزمایشی موجود در مقالات و محاسبه‌شده نشان می‌دهد که این مقادیر از هماهنگی خوبی برخوردار بوده و خطای محاسبات کمتر از ۱٪ می‌باشد [۵].

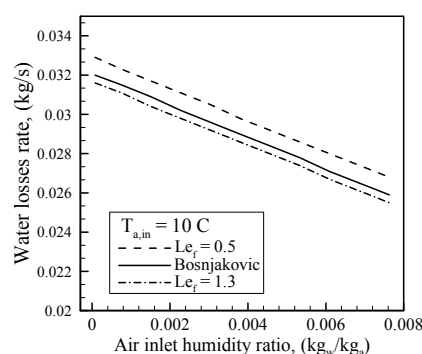
نتایج

جهت بررسی دقیق‌تر، سه فاکتور لوئیس مختلف برای بررسی تاثیر این فاکتور بر عملکرد برج خنک‌کن بکار رفته است. دو دمای هوای ورودی 10°C و 35°C در نظر گرفته شده و رطوبت هوا از حالت خیلی خشک تا حالت اشباع تغییر می‌کند؛ بنابراین، تاثیر فاکتور لوئیس روی عملکرد برج خنک‌کن در محدوده وسیعی از شرایط آب و هوایی تعیین می‌گردد. نمونه‌ای از نتایج مربوط به نرخ تلفات آب در زیر آمده است. دیگر نتایج و دستاوردها در مقاله کامل ذکر خواهد شد.

همانطور که در شکل (۱) دیده می‌شود، نرخ تبخیر آب در فاکتورهای لوئیس پایین‌تر، بالاتر است؛ بنابراین، هوا در فاکتورهای لوئیس پایین‌تر بسیار سریعتر اشباع می‌شود. بدیهی است که تاثیر فرضیات و تعاریف بکار رفته در روشهای تحلیلی مختلف برج خنک‌کن بویژه فاکتور لوئیس در نظر گرفته شده، روی نتایج عملکرد برج خنک‌کن در صورتی که هوای ورودی به برج نسبتاً گرم و مرطوب باشد، ناپدید خواهد شد.

نتیجه‌گیری

در نمودارها کاملاً مشهود است که تاثیر فاکتور لوئیس روی عملکرد برج خنک‌کن مکانیکی با جریان مخالف هنگامی که هوای ورودی داغ و مرطوب است، ناپدید می‌گردد. به طور کلی، فاکتور لوئیس در هوای خیلی مرطوب تاثیر اندکی بر دمای آب خروجی و نرخ دفع گرما دارد. در شرایط خشک، در همه دماهای هوای ورودی تفاوت بین نتایج در فاکتورهای لوئیس متفاوت مهم به نظر می‌رسند. نرخ تلفات آب وابستگی شدیدی به فاکتور لوئیس داشته و این امر به دلیل تعریف فاکتور لوئیس یعنی "نشان‌دهنده نرخهای نسبی انتقال حرارت و جرم در یک فرایند تبخیری" می‌باشد. با افزایش فاکتور لوئیس، نرخ دفع گرما افزایش، دمای آب خروجی کاهش و نرخ تلفات آب نیز کاهش می‌یابد.



(الف)

تحلیل سیکل جذبی دواثره سری لیتیوم بروماید به همراه بویلر و برج خنک کن از نظر قانون دوم ترمودینامیک

حمید رضا طالش بهرامی^۱، شروین افتخاری^۲، کورش جواهرده^۳، حمید صفاری^۴

^۱ کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت؛ تهران - دانشگاه علم و صنعت ایران

^۲ کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد شاخه علوم و تحقیقات؛ تهران دانشگاه علوم و تحقیقات

^۳ استادیار، دانشگاه گیلان؛ گیلان - رشت - دانشگاه گیلان

^۴ استادیار، دانشگاه علم و صنعت، تهران، دانشگاه علم و صنعت ایران

چکیده

کارهای زیادی توسط بسیاری از محققان بر روی تحلیل قانون اول و دوم سیکل‌های جذبی صورت گرفته است. اما تاکنون ارتباط پارامترهای مختلف درون این سیکل‌ها به عملکرد قانون دوم بویلر و برج خنک کن بررسی نشده است. در این مقاله سیستمی متشکل از یک چیلر جذبی دو اثره لیتیوم بروماید، بویلر و برج خنک کن از نظر قانون دوم بررسی شده و نتایج تحلیل اگزرژی بویلر و برج خنک کن در بخش نتایج قرار داده شده است. کلمات کلیدی: سیکل جذبی دواثره - برج خنک کن - بویلر - تحلیل اگزرژی

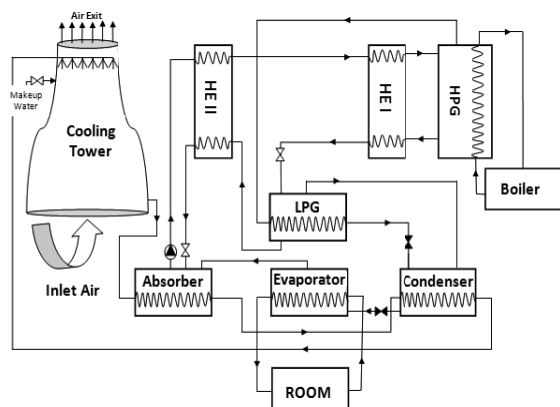
مقدمه

تهویه و تبرید نقش مهمی در آسایش انسان‌ها دارند. اگر امروزه گرانترین ساختمان‌ها ساخته شوند ولی سیستم تهویه و تبرید مناسبی نداشته باشند چندان مورد توجه قرار نمی‌گیرند. لذا با توسعه و گسترش تکنولوژی ساخت تهویه و تبرید نیز به رشد قابل توجهی رسیده است. سیستم‌های مختلفی با توجه به شرایط آب و هوایی و قیمت سوخت و بسیاری از عوامل دیگر در مناطق مختلف برای تامین سرمایش ساختمان‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. اما با توجه به سوخت در دسترس و به نسبت ارزان در کشورمان و به خاطر استفاده این سیکل‌ها از سوخت‌هایی که به لایه ازون آسیب نمی‌رساند [۱ و ۲]، سیکل‌های جذبی در بسیاری از مناطق مورد استفاده قرار می‌گیرد. تحقیقات مهندسی گسترده‌ای در این زمینه انجام گرفته است. به عنوان مثال بسیاری از مراجع به تحلیل اگزرژی سیکل جذبی سیستم‌های سرمایش تک اثره [۳ و ۴] و تعداد کمتری هم به بررسی سیکل‌های جذبی دواثره [۵] پرداخته اند. برخی مراجع [۶ و ۷] هم به صورت جداگانه به تحلیل برج‌های خنک کن پرداخته اند. ما در این مقاله قصد داریم که به تحلیل همزمان یک سیکل جذبی دو اثره لیتیوم بروماید و یک برج خنک کن تر و از نظر قانون دوم بپردازیم.

تحلیل قانون اول ترمودینامیک سیستم

سیستم مورد تحلیل در شکل ۱ نشان داده شده است. برای تحلیل سیستم برخی از پارامترها را به عنوان ورودی در نظر گرفته شده است که این پارامترها عبارت اند از: $\eta_p, \epsilon_{II}, \epsilon_I, T_{gh}, T_{gh}, T_{ab}, T_{ev}$. بار برودتی نیز معلوم و ۳۰۰ کیلووات در نظر گرفته شده است. فشار کندانسور، فشار اواپراتور، فشار ایزوبر، فشار ژنراتور، فشار میانی و غلظت محلول غلیظ قابل محاسبه می‌باشد. ضمن اینکه برای تعیین خواص محلول لیتیوم بروماید از مرجع [۸] استفاده شده است. با توجه به اینکه معادلات غلظت و دبی برای تعیین تمامی این مقادیر در

چرخه نمی‌باشد از روش سعی و خطا برای تعیین آنها استفاده شده است. برای این کار غلظت در خروجی از ژنراتور فشار بالا معلوم فرض شده و سیکل حل شده معادله کنترل معادله قانون اول برای ژنراتور فشار میانی می‌باشد. در صورت عدم ارضای این معادله غلظت مجدداً اصلاح می‌شود. شرایط هوای ورودی به برج تقطیر شرایط هوای تهران در گرمترین فصل سال فرض شده است. برای تحلیل برج خنک کن از روابط موجود در مرجع [۷] استفاده شده است. شرایط خروجی از برج هوای اشباع فرض شده است. با توجه به این فرض‌ها سیستم از نظر قانون اول مورد تحلیل قرار گرفت.



شکل ۱: سیکل جذبی دو اثره به همراه یک برج خنک کن و بویلر

روش اگزرژی (تحلیل قانون دوم)

تحلیل اگزرژی سیستم ترکیبی از قوانین اول و دوم ترمودینامیک است و به عنوان حداکثرکاری که توسط سیستم یا جریان انجام می‌شود وقتی که در حالت تعادل با یک شرایط مشخص قرار گیرد [۹]. از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در سیستم صرف‌نظر می‌شود و با توجه به اینکه اگزرژی شیمیایی صفر است اگزرژی مخصوص به صورت زیر نوشته می‌شود [۵]:

$$ex = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (1)$$

با توجه به رابطه (۱) بالانس اگزرژی برای هر جزء به صورت زیر نوشته می‌شود [۵]:

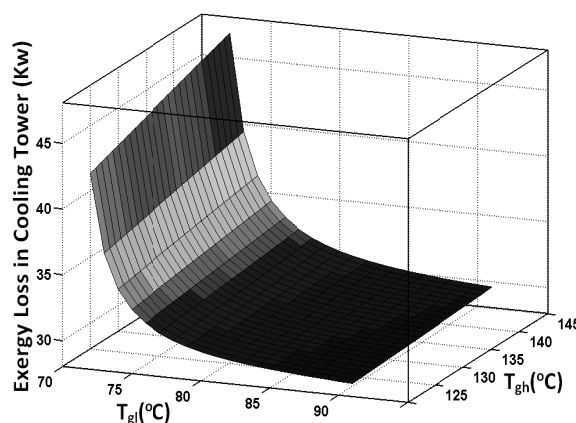
$$\Delta E = \left(\sum_i m_i ex_i \right)_{in} - \left(\sum_i m_i ex_i \right)_{out} \quad (2)$$

ضمن اینکه برای تحلیل قانون دوم برج خنک کن از روابط موجود در مرجع [۷] استفاده شده است.



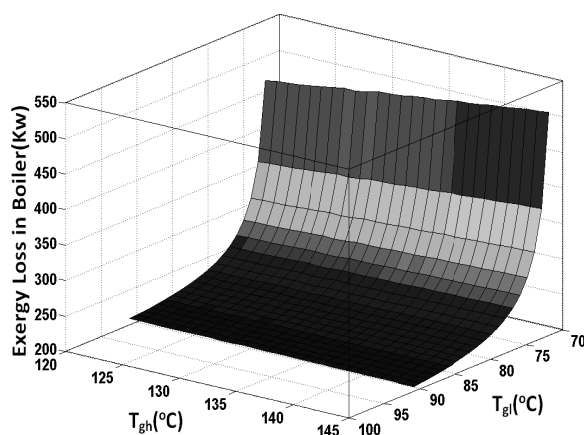
نتایج و بحث

ابتدا تحلیل قانون اول برای تک تک اجزاء سیستم انجام شد. سپس با داشتن خواص در کلیه نقاط سیستم تحلیل قانون دوم بر روی اجزاء مختلف انجام شد. اتلاف انرژی در برج خنک کن بر حسب دمای ژنراتور فشار میانی و ژنراتور فشار بالا در شکل (۲) نشان داده شده است. همانطوری که ملاحظه می شود با افزایش دمای ژنراتور فشار میانی افت انرژی در برج خنک کن کاهش می یابد درحالی که با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا اتلاف انرژی در برج خنک کن افزایش می یابد.



شکل ۲: تغییرات اتلاف انرژی در برج خنک کن

در شکل (۳) نیز تغییرات اتلاف انرژی در بویلر نشان داده شده است.



شکل ۳: تغییرات اتلاف انرژی در بویلر

همانگونه که ملاحظه می شود با افزایش دمای ژنراتور فشار بالا و کاهش دمای ژنراتور فشار پایین اتلاف انرژی در بویلر افزایش می یابد.

نتیجه گیری

در این مقاله یک سیکل جذبی دو اثره به همراه برج خنک کن و بویلر مورد تحلیل قرار گرفت. بعد از تحلیل قانون اول و قانون دوم تغییرات انرژی در بویلر و برج خنک کن ترسیم شده و مورد بحث و بررسی قرار گرفت. نتایج فقط بر اساس دمای ژنراتورهای فشار بالا و فشار پایین ترسیم شده است.

فهرست علائم

ex	انرژی بر واحد جرم (kJ/kg)
E	انرژی (kW)
h	انتالپی مخصوص (kJ/kg)
m	دبی (kg/s)
s	انرژی مخصوص (kJ/kgK)
T	دما (K)

علائم یونانی

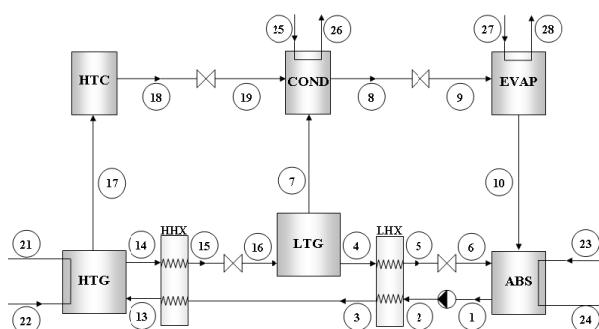
Δ	اتلاف انرژی
ε	بازده مبدل حرارتی
η	بازده پمپ
	زیر نویس ها
i	شماره شاخه جریان
in	ورودی
out	خروجی
ev	اواپراتور
cd	کندانسور
gh	ژنراتور فشار بالا
gl	ژنراتور فشار پایین
p	پمپ

مراجع

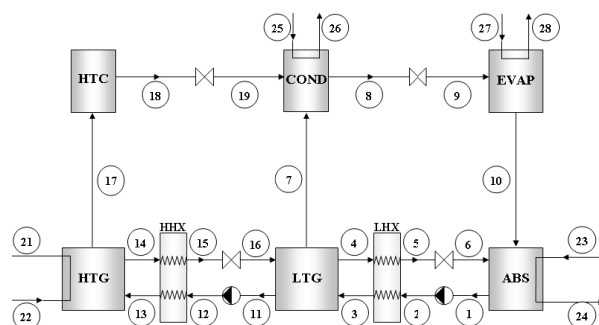
- [1] Kaynakli O, Kilic M. "Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system". Energy Conv Manage 2007;48:599-607.
- [2] Sosen A. "Effects of heat exchangers on performance of absorption refrigerationsystem." Energy Conv Manage 2001;42:1699-716.
- [3] Sencan A, Yakut KA, Kaligirou SA. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. Renew Energy 2005;30:645-57.
- [4] Lee FS, Sherif SA. Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption system for cooling and heating applications. Int J Energy Res 2001;25:1019-31.
- [5] Rabah Gomri, Riad Hakimi, "Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system", Energy Conversion and Management 49 (2008) 3343-3348.
- [6] Isam H. Aljundi, "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan", Applied Thermal Engineering 29 (2009) 324-328.
- [7] Bilal A. Qureshi, Syed M. Zubair "Second-law-based performance evaluation of cooling towers and evaporative heat exchangers", International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 188-198.
- [8] Y. Kaita, Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solution at High Temperatures, International Journal of Refrigeration, 2000.
- [9] Kotas JT. The exergy method of thermal plant analysis. Paris: Lavoisier; 1987.



تحلیل ترمودینامیکی و مقایسه سیکل جذبی آب-لیتیوم بروماید دو اثره سری و موازی همراه با دو کندانسور

سعید صدیق^۱، حمید رضا طالش بهرامی^۲، حمید صفاری^۳^۱کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه علم و صنعت؛ saeed_sedigh@yahoo.com^۲کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه علم و صنعت؛ h_tbahrami@yahoo.com^۳استادیار، دانشکده مکانیک دانشگاه علم و صنعت؛ saffari@iust.ac.ir

شکل ۱: سیکل دواتره آب - لیتیوم از نوع سری



شکل ۲: سیکل دواتره آب - لیتیوم از نوع موازی

چکیده

تحلیل‌های بسیاری بر روی سیکل‌های جذبی یک و دو اثره صورت گرفته است اما اکثر تحلیل‌ها با تمرکز بر سیکل‌های همراه با یک کندانسور می‌باشد. در این مقاله به بررسی و مقایسه سیکل جذبی آب - لیتیوم بروماید دواتره با جریان‌های سری و موازی همراه با دو کندانسور می‌پردازیم. بدین منظور قوانین بقای جرم، انرژی و غلظت حاکم بر سیستم نوشته شده، ضریب عملکرد سیستم‌ها محاسبه و تحلیل اگزرژی نیز صورت گرفته است. کلمات کلیدی: چیلر جذبی دو اثره، تحلیل ترمودینامیکی، اگزرژی

مقدمه

شرایط محیط زیست انسان تأثیر مستقیمی بر چگونگی حالات روانی، وضعیت فیزیکی، نحوه انجام کار و غیره دارد. از آنجائیکه بخش عمده زندگی بشر امروز در ساختمان می‌گذرد، ایجاد شرایط مطلوب زیست محیطی در ساختمان، اهمیت زیادی دارد. امروزه با افزایش شهرنشینی صنعت تهویه مطبوع گسترش یافته است. یکی از منابع سرمایش مرکزی در ساختمان‌ها، چیلر است که وظیفه خنک کاری آب مورد استفاده در سیستم تهویه مطبوع را برعهده دارد. سیستم‌های جذبی آب - لیتیوم بروماید به طور وسیعی در تأسیسات تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرند.

محققان زیادی به تحلیل سیکل جذبی یک اثره پرداخته‌اند [۱-۴]. بسیاری نیز سیکل جذبی دواتره را تحلیل نموده‌اند [۵-۸]. اما در اکثر مقالات به سیکل‌های سری همراه با یک کندانسور توجه شده است ولی ما در این مقاله قصد داریم به تحلیل سیکل‌های دواتره از نوع سری و موازی همراه با دو کندانسور بپردازیم.

توضیح عملکرد سیکل‌ها

این نوع سیکل دو اثره شامل اواپراتور، ابزوربر، ژنراتور دما بالا، ژنراتور دما پایین، دو کندانسور و دو مبدل حرارتی می‌باشد. شکل‌های (۱) و (۲) شماتیکی از چیلر جذبی دواتره سری و موازی را نشان می‌دهند. در سیکل سری محلول رقیق خروجی از ابزورور بعد از عبور از مبدل‌های حرارتی مستقیماً وارد ژنراتور دما بالا می‌شود، مقداری از آب موجود در محلول آب - لیتیوم بروماید تبخیر شده و آنگاه از ژنراتور دما پایین می‌گذرد. ولی در سیکل موازی این محلول رقیق بطور همزمان از ژنراتور دما پایین و ژنراتور دما بالا می‌گذرد. در هر دو سیکل بخار آب گرفته شده از محلول آب - لیتیوم بروماید در هر ژنراتور وارد یک کندانسور مجزا می‌شود. در ضمن خواص محلول آب - لیتیوم بروماید از مرجع [۹] استخراج شده‌است.

پایستگی جرم برای اجزاء چیلر

قانون پایستگی جرم برای هر جزء به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

پایستگی غلظت برای اجزاء چیلر

پایستگی غلظت به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\sum \dot{m}_i X_i = \sum \dot{m}_o X_o \quad (2)$$

تحلیل قانون اول برای چیلر

قانون اول بیانگر بقای انرژی در اجزای سیستم است.

$$(\sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_o h_o) + (\sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_o) + W = 0 \quad (3)$$

عملکرد سیستم توسط ضریب عملکرد (COP) مشخص می‌شود.

$$COP_{chiller} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gh} + W_p} \quad (4)$$



T	دما (K)
ε	علامه یونانی
η	بازده مبدل گرمایی
xd	بازده پمپ
ex	زیر نویس
ev	اتلاف انرژی (KJ)
ab	انرژی مخصوص (KJ/Kg)
cd	اوپراتور
gh	ابزور
gl	کندانسور
o	ژنراتور فشار بالا
	ژنراتور فشار پایین
	شرایط مرجع

مراجع

- 1- S.C. Kaushika, Akhilesh Arorab, Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems, International Journal of refrigeration, 2009, 1–12.
- 2- Satha Aphornratana, Thanarath Sriveerakul, Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: Effect of operating condition to system performance, Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 658–669.
- 3- Muhsin Kilic, Omer Kaynakli, Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, Energy 32, 2007, 1505–1512.
- 4- O'nder ızılkan, Arzu S,encan, Soteris A. Kalogirou, Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system, Chemical Engineering and Processing 46, 2007, 1376–1384.
- 5- Gustavo R, Figueredo, Mahmoud Bourouis, Alberto Coronas, Thermodynamic modelling of a two-stage absorption chiller driven t two-temperature levels, Applied Thermal Engineering 28, 2008, 211–217.
- 6- Rabah Gomri, Riad Hakimi, Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, Energy Conversion and Management 49, 2008, 3343–3348.
- 7- Rabah Gomri, Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems, Energy Conversion and Management 50, 2009, 1279–1287.
- 8- Akhilesh Arora, y and S. C. Kaushik, Theoretical analysis of LiBr/H₂O absorption refrigeration systems, International Journal of energy research, Int. J. Energy Res, 2009.
- 9- Y. Kaita, "Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solution at High Temperatures", International Journal of Refrigeration 24, 2000, 374-390.

تحلیل قانون دوم برای چیلر

در حالت پایا و با صرفنظر از انرژی جنبشی و پتانسیل پایستگی، انرژی یک سیستم بسته بصورت زیر نوشته می شود.

$$\dot{E}_{xd} = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j + \left(\sum_i \dot{m}_i e_{xi} \right)_{in} - \left(\sum_j \dot{m}_j e_{xi} \right)_{out} + \dot{W} \quad (7)$$

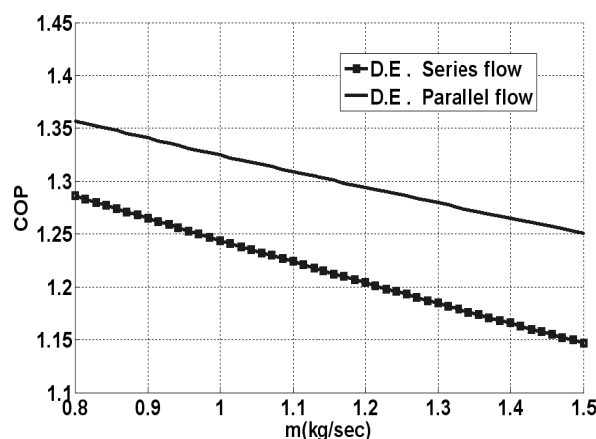
که در این رابطه e_{xi} بیانگر انرژی مخصوص، T_o دمای مرجع، T_j دمای منبع حرارتی و $\dot{E}_{xd}$ اتلاف انرژی در اثر برگشت ناپذیری های داخلی می باشند.

کارایی انرژی نسبت انرژی خالص تولیدی توسط اوپراتور و انرژی ورودی به ژنراتور بعلاوه کار مکانیکی پمپ است.

$$\eta_{exergy} = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_{ev}}{\left(1 - \frac{T_o}{T_h} \right) \dot{Q}_{gh} + \dot{W}_p} \quad (8)$$

نتیجه گیری

در این بخش کد کامپیوتری تهیه و به کمک آن مدل سازی ترمودینامیکی انجام شده است. برای نمونه در شکل (۳) تغییرات ضریب عملکرد دو سیکل سری و موازی را بر حسب دبی عبوری از اوپراتور نشان می دهد. این دبی رابطه مستقیمی با بار سرمایشی دارد یعنی هرچه دبی عبوری از اوپراتور بیشتر باشد بار سرمایشی بیشتر است.



شکل ۳: مقایسه ضریب عملکردهای دو سیکل در دبی های یکسان

همانطور که ملاحظه می شود در شرایط و دبی های یکسان ضریب عملکرد سیکل موازی بیشتر از سیکل سری است.

فهرست علائم

Q	گرمای (KJ)
E	انرژی (KJ)
m	دبی جرمی (Kg/s)
W	کار (KJ)
h	انتالپی مخصوص (KJ/Kg)



مطالعه عددی اثر اغتشاش متقارن بر روی نازل‌ها در تجهیزات کانالی تهویه مطبوع

نیما عباس پور جناتی^۱، محمد حسین جعفری مرندي^۲، سارا رکاب طلائی^۲^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، nima1386@gmail.com^۲ کارشناس مهندسی مکانیک- تاسیسات حرارتی و برودتی، دانشگاه علم و صنعت ایران واحد اراک، eng.jafari.m@gmail.com^۳ کارشناس مهندسی مکانیک- تاسیسات حرارتی و برودتی، دانشگاه علم و صنعت ایران واحد اراک، Sara_re_t@yahoo.com

چکیده

امروز در صنعت برای اندازه‌گیری دبی جریان سیالات از نازل‌ها، ونتوری‌ها و صفحه‌های اریفیس به طور گسترده‌ای استفاده می‌شود. در این وسایل با اندازه‌گیری فشار در بالا دست و پایین دست خط لوله یا کانال و محاسبه اختلاف فشار آنها و قرار دادن آن در رابطه‌های مربوطه که در استانداردها ارائه می‌گردد مقادیر دبی جریان را محاسبه می‌کنند. با این حال شرط اساسی در استفاده از این روابط اینست که جریان در خط کانال به صورت کاملاً توسعه یافته باشد. انواع اتصالات و وسایل مختلف به صورت ایجاد جریان غیر متقارن، جریان متقارن ولی غیر توسعه یافته و جریان چرخشی باعث ایجاد خطا در اندازه‌گیری جریان می‌شوند. هدف از مطالعه حاضر بررسی این مطلب می‌باشد که جریان‌های غیر توسعه یافته متقارن (مانند رینگ متقارن شکل که در بالادست فلومتر قرار گیرد) چه درصد خطایی را می‌تواند ایجاد کند. برای محاسبه و مدل‌سازی عددی این بی‌نظمی‌ها از نرم افزار فلونت^۱ استفاده شده است.

کلمات کلیدی: اغتشاش متقارن، عدد رینولدز^۲، نازل، درصد خطای محاسباتی و نرم افزار فلونت.

مقدمه

فلومتر یا دبی سنج وسیله‌ای است که با اندازه‌گیری یک کمیت (وزن یا حجم)، سیال عبوری از یک سطح مقطع خاص در واحد زمان را تعیین می‌کند. از جمله دبی سنج‌ها می‌توان صفحه‌های اریفیس، لوله‌های نازل و یا ونتوری را نام برد. در این تحقیق نحوه اندازه‌گیری دبی سیال با استفاده از روش نازل‌ها بررسی خواهد شد. نازل وسیله‌ای است که جهت اندازه‌گیری دبی در لوله‌ها و نیز ایجاد افت فشار در خط لوله یا کانال به کار برده می‌شود. این وسیله معمولاً متشکل است از:

- ۱- بخش بالا دست جریان که قطر آن برابر قطر لوله است و دارای یک حلقه پیزومتری برای تعیین فشار استاتیک است.
- ۲- یک قسمت مخروطی همگرا.
- ۳- یک قسمت مخروطی با واگرایی تدریجی که نهایتاً اندازه آن برابر قطر لوله می‌شود.

متدولوژی و محاسبات

ابعاد دقیق و همچنین محل قرار گرفتن فشار سنج دیجیتالی و همچنین روابط لازم برای محاسبه دبی جرمی از استانداردهای ایزو ۵۱۶۷ و استاندارد

^۱ Fluent^۲ Reynolds Number

انگلیسی ۱۰۴۲ و در آخرین نسخه پیشنهادی در استاندارد EN-ISO 5167 بیان شده است. در این استاندارد نرخ استاندارد جریان برای جریان‌های تراکم ناپذیر از طریق معادله (۱) تعیین می‌شود.

به طور مشابه مقدار نرخ حجمی جریان را می‌توان از معادله (۲) محاسبه کرد. ضریب تخلیه نیز بوسیله معادله (۳) بدست می‌آید.

در این قسمت نمونه‌ای از روند محاسباتی بر روی نازل‌ها در نسبت‌های مختلف و مورد تایید استاندارد و در چهار مرحله مورد بررسی قرار گرفته است. محاسبات برای عدد رینولدز پانصد هزار، یعنی بالا ترین حد مجاز برای هوا انجام شده است. با توجه به آنچه گفته شد و نیز بخاطر وجود عدد رینولدز، معادله (۱) را برای محاسبه میزان جریان جرمی مستقل از قطر کانال و سرعت ورودی می‌نماید. قطر در نظر گرفته شده برای ورودی $D=200\text{mm}$ می‌باشد. تنها مجهولات این رابطه اختلاف فشار در بالا دست و پایین دست و نیز نسبت قطرها می‌باشد که با در نظر گرفتن $\beta=0.3, 0.4, 0.6, 0.8$ و با تعریف شرایط مرزی و دیگر پارامترها می‌توان این اختلاف را در نرم افزار محاسبه نمود.

با توجه به $Re_D=10^5$ جریان گذرنده از کانال 0.267035375 kg/s می‌باشد.

تجزیه و تحلیل نتایج

نمودارهای (۱) تا (۴) برای $\beta=0.6$ در حالت کاملاً توسعه یافته و نیز موانع متقارن با ۲۵٪، ۴۰٪ و ۶۰٪ سطح مقطع کانال نمایش داده شده است. برای مثال طرز قرار گرفتن نازل $\beta=0.6$ در خط لوله و نیز مانع با ۶۰ درصد مساحت ورودی در فاصله یک قطر ورودی در شکل (۱) نمایش داده شده است. نمودار (۵) محاسبه درصد خطای محاسباتی برای نازل ISA 1932 در نسبت‌های مختلف بر اساس نمودار (۵) مشاهده می‌شود که با قرار گرفتن مانع بر سر راه نازل ISA 1932 در $\beta=0.3$ تأثیر چشمگیری بر روی محاسبه میزان جریان جرمی روی سیال ایجاد نمی‌گردد و به آسانی می‌توان حتی در جریان‌هایی با اغتشاش متقارن زیاد از معادله (۱) استفاده نمود.

معادلات حاکم

$$qm = \frac{c}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p p_1} \quad (1)$$

$$q_v = q_m / \rho \quad (2)$$

$$C = 0.9900 - 0.226 \beta^{4/15} - \left(0.00175 \beta^2 - 0.003 \beta^{4/15} \right) \left[\frac{10^6}{Re_D} \right]^{1/15} \quad (3)$$



نتیجه‌گیری

با توجه به روند محاسبات و نیز نمودارهای ۱ تا ۴ و با چشم‌پوشی از خطای زیر ۱۰٪ مشاهده می‌شود که تولید اغتشاش در خط کانال باعث افت فشار در بالا دست و در نتیجه کاهش اختلاف فشار شده است و موجب ایجاد خطا در محاسبه میزان جریان جرمی می‌شود و بدین خاطر استفاده از معادله (۱) با خطا مواجه می‌شود که باعث خطا در اندازه‌گیری میزان جریان جرمی می‌گردد. در حالت بعد با قرار گرفتن مانع بر سر راه نازل ISA 1932 در $\beta=0.4$ همانند $\beta=0.3$ تأثیر چشمگیری بر روی محاسبه میزان جریان جرمی روی سیال ایجاد نمی‌شود، ولی درصد خطا بالاتر از حالت قبل است و همانند حالت قبل با اطمینان می‌توان حتی در جریان‌هایی با اغتشاش متقارن بالا نیز از معادله (۱) برای این حالت استفاده نمود. با توجه به نمودار (۵) مشاهده می‌شود که با قرار گرفتن مانع بر سر راه نازل ISA 1932 در $\beta=0.6$ در مرحله دوم (مانع ۲۵ درصد مساحت ورودی) می‌توانیم از معادله (۱) استفاده نماییم ولی در مراحل (۴۰٪) و (۶۰٪) نمی‌توان از این معادله جهت اندازه‌گیری جریان جرمی داخل لوله استفاده نمود. در حالت بعد زمانی که مانع بر سر راه نازل ISA 1932 در $\beta=0.8$ قرار گیرد حتی مانع ۲۵٪ مساحت ورودی نمی‌توان از معادله (۱) برای اندازه‌گیری جریان جرمی استفاده نمود.

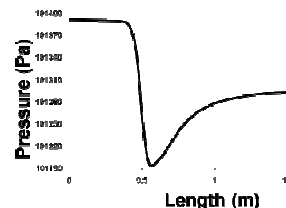
فهرست علائم

C	ضریب تخلیه
D	قطر ورودی نازل (m)
d	قطر خروجی نازل (m)
Re	عدد رینولدز
ΔP	اختلاف فشار بالا دست و پایین دست (Pa)
q_m	دبی جرمی گذرنده از خط لوله (kg/s)
q_v	دبی حجمی گذرنده از خط لوله (m^3/s)
علائم یونانی	
β	نسبت قطرها (d/D)
ρ	دانسیته (kg/m^3)

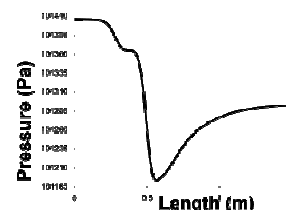
مراجع

- 1- EN-ISO 5167-3, British Standards, 2003
- 2- H. D. Kim, J. H. Lee, K. A. Park, T. Setoguchi and S. Matsuo A study of the critical nozzle for flow rate measurement of high-pressure hydrogen gas, journal of Thermal Science, olume16, pp28-32.
- 3- A. Hamed, K. Das, and D. Basu, NUMERICAL SIMULATION OF UNSTEADY FLOW IN RESONANCE TUBE, American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- 4- P. Agostini, A. Alemberti, W. Ambrosini, TESTING AND QUALIFICATION OF CIRCEVENTURI-NOZZLE FLOW METER FOR LARGE SCALE EXPERIMENTS, 13th International Conference on Nuclear Engineering Beijing, China, May 16-20, 2005 ICONE 13-50909.
- ۵- ایزو ۳۳۱۳:۱۹۹۸، اندازه‌گیری جریان سیال در مجراهای بسته راهنمایی در مورد اثرات جریان در دستگاههای اندازه‌گیری جریان.

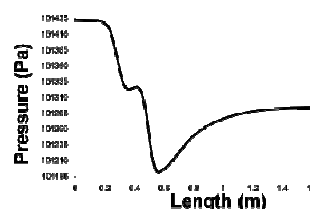
نمودارها و اشکال



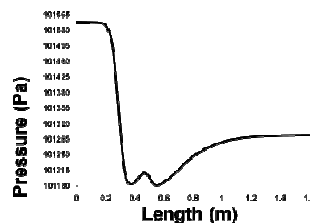
نمودار ۱: افت فشار در طول نازل ISA 1932 در $\beta=0.6$ (کاملاً توسعه یافته)



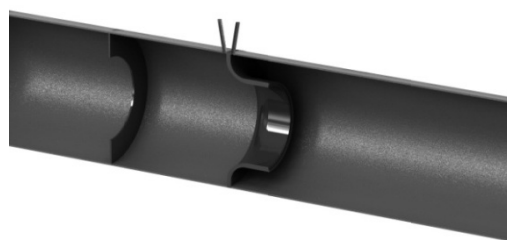
نمودار ۲: افت فشار در طول نازل ISA 1932 در $\beta=0.6$ در جریان با ۲۵٪ سطح متقارن مانع برای اغتشاش



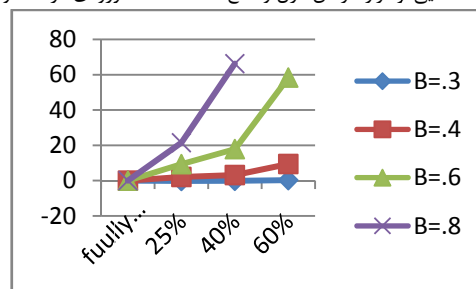
نمودار ۳: افت فشار در طول نازل ISA 1932 در $\beta=0.6$ در جریان با ۴۰٪ سطح متقارن مانع برای اغتشاش



نمودار ۴: افت فشار در طول نازل ISA 1932 در $\beta=0.6$ در جریان با ۶۰٪ سطح متقارن مانع برای اغتشاش



شکل ۱: نمایی از قرار گرفتن نازل و مانع ۶۰٪ مساحت ورودی در خط لوله



نمودار ۵: درصد خطای محاسباتی برای β های مختلف



طراحی و بهینه سازی برج خنک کن نیروگاه زرنند

مظفر علی مهربان^۱، قنبر علی شیخ زاده^۲، و فرزانه احمدی^۳^۱استاد بخش مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ ma_mehrabian@yahoo.com^۲استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان؛ sheikhz@kashanu.ac.ir^۳دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان؛ farzaneh.ahmadi.z@gmail.com

چکیده

برای طراحی و بهینه سازی برج خنک کن نیروگاه زرنند روش مرکب مورد مطالعه قرار گرفته است؛ که با توجه به شرایط آب و هوایی و پارامترهای متغیر موجود از قبیل دبی هوا و آب، سطح مقطع، ارتفاع و مدل پکینگ نمودارهای مشخصه برج بر حسب نسبت نرخ جرمی آب به هوا مورد بررسی قرار گرفته است. سپس با محدود کردن متغیرها و تقاطع نمودارها با منحنی‌های پکینگ، حالت بهینه قدرت فن انتخاب شده است. این طراحی افزایش میزان انتقال حرارت تبخیری را به همراه داشته است. کلمات کلیدی: برج خنک کن، طراحی بهینه، انتقال حرارت، پکینگ

مقدمه

برج‌های خنک‌کن برای دفع گرمای زاید حاصل از فرایندهای صنعتی، سیستم‌های تبرید و یا تهویه مطبوع به کار می‌روند. بخشی از خنک‌کاری با انتقال حرارت مستقیم به هوا و بخش دیگر با تبخیر مقداری از آب گرم انجام می‌شود [۱].

کار اصلی برج خنک کن، کاهش دمای جریان آب گرم به کمترین مقدار عملی است. آبی که باید خنک شود بوسیله پمپ به بالای برج فرستاده می‌شود و از آنجا توسط نازل‌ها و یا پخش کننده‌هایی بر روی پکینگ (که وظیفه آنها افزایش سطح و تماس آب با هواست) توزیع می‌شود. دو نوع متداول برج‌های خنک‌کن تر وجود دارد که براساس آرایش جریان به برج های جریان متقاطع^۱ و جریان متقابل^۲ تقسیم شده‌اند. در نوع اول هوا به صورت افقی نسبت به جریان عمودی آب و در نوع دوم به صورت هم‌راستا و غیرهمسو با آن حرکت می‌کند. در مورد برج‌های جریان متقابل حرکت هوا می‌تواند در نتیجه اثر شناوری هوای گرم و مرطوب باشد و یا بوسیله فن ایجاد شده باشد. مقادیر نسبی گرمایی که برای افزایش دمای هوا و تبخیر آب صرف می‌شود به رطوبت هوای ورودی به برج خنک کن بستگی دارد. با تغییر دمای هوای ورودی، آهنگ شارش آب و بار گرمایی تغییر می‌کند. مقدار گرمایی که میتوان از واحد حجم خنک کن برگرفت، به شکل هندسی بشقابک برج و سیستم توزیع آب بستگی دارد. محاسبه سطح انتقال گرمای موثر حاصل، نسبتاً مشکل است زیرا روش خوبی برای تعیین میانگین مساحت سطح قطره‌های تشکیل شده از پاشیدن یا افشاندن وجود ندارد [۲و۱].

نیروگاه زرنند از نوع حرارتی بخار می‌باشد که در سالهای ۵۳-۱۳۵۲ به بهره برداری رسیده است. برج خنک‌کن نیروگاه در حال حاضر دارای ۴ سل و از

نوع جریان متقابل می‌باشد. بدلیل مشکلات موجود در ساختار سیستم خنک‌کن، در بارهای حرارتی بالا خنک‌کاری کامل صورت نگرفته و لذا شرکت در صدد احداث یک سل دیگر می‌باشد. هدف از این تحقیق طراحی بهینه یک سل جدید با استفاده از مدل مرکب برای نیروگاه زرنند با شرایط ساختمانی و دمای یکسان است.

روند طراحی و مدل مرکب

برای طراحی برج از مدل مرکب استفاده شده است که در آن با ترکیب معادلات انتقال جرم و انتقال حرارت و استفاده از اختلاف انتالپی به عنوان نیروی محرکه می‌توان مشخصه برج را محاسبه کرد. فرضیات ساده کننده اصلی که مرکب در مدل خود به کار گرفت عبارتند از:

۱. صرفنظر کردن از مقاومت انتقال حرارت در لایه آب)

$$(t_{int} = t_w, x_{int} = x_a)$$

۲. ثابت بودن نرخ آب بر واحد سطح مقطع برج ($\dot{m}_w = \text{const}$)

۳. واحد در نظر گرفتن عدد لوئیس ($Le = \frac{h_c}{c_{pm} h_m} = 1$)

۴. برابر قرار دادن گرمای ویژه هوای مرطوب در فشار ثابت با مقدار آن برای هوای خشک ($C_{pm} = C_{pa}$)

فرایند تبخیر، که مقداری از گرمای آب را دفع می‌کند، با انتقال جرم همراه است. قسمت دیگری از گرمای آب بوسیله انتقال حرارت محسوس به هوا منتقل می‌گردد. کل انتقال حرارت در هر نقطه از برج خنک‌کن برابر مجموع انتقال حرارت محسوس و نهان در آن نقطه می‌باشد:

$$dQ_{tot} = dQ_{conv} + dQ_{evap} \quad (1)$$

$$dQ_{tot} = h_c A_v dV (t_w - t_a) + h_m A_v dV (x_s - x_a) h_{fg} \quad (2)$$

که با اعمال فرضیات مدل بر معادلات اصلی انتقال حرارت و جرم و روابط مربوط به انتالپی، معادله زیر حاصل می‌شود:

$$dQ_{tot} = h_m A_v dV [H_s - H_a] \quad (3)$$

از طرفی مقدار کل انتقال حرارت در هر نقطه از برج برابر با کاهش انتالپی آب و یا افزایش انتالپی هوا در آن نقطه است:

$$dQ_{tot} = \dot{m}_w c_w dt_w = \dot{m}_a dH_a \quad (4)$$

که با برابر قراردادن روابط ۳ و ۴ و انتگرالگیری از ورودی تا خروجی برج، معادله اصلی مرکب بدست می‌آید:

$$\frac{h_m A_v V}{\dot{m}_a} = \int_{H_i}^{H_o} \frac{dH}{H_s - H_a} \quad \text{یا} \quad \frac{h_m A_v V}{\dot{m}_a c_w} = \int_{t_{wi}}^{t_{wo}} \frac{dt_w}{H_s - H_a} \quad (5)$$

نحوه به کارگیری معادلات بالا برای دو نوع برج جریان متقابل و جریان متقاطع، متفاوت می‌باشد که برای جریان متقابل با انتگرالگیری از معادله ساده شده زیر می‌توان مشخصه برج (Kav/L) را محاسبه نمود.

^۱ Cross flow^۲ Counter flow



فهرست علائم

A	مساحت سطح برج (m^2)
a	سطح مقطع در واحد حجم ($\frac{m^2}{m^3}$)
c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($kJ/kg \cdot K$)
FR	نسبت نرخ جرمی آب به هوا
hc	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W/m^2 \cdot s$)
h_m	ضریب انتقال جرم ($kg/m^2 \cdot s$)
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر آب (kJ/kg)
K	ضریب انتقال انتالپی ($kg/m^2 \cdot s$)
L_w	نرخ جریان جرمی آب ($GPM=gal/min$)
L_e	عدد بدون بعد لویس
$\dot{m}$	نرخ جریان جرم (kg/s)
t	درجه حرارت ($^{\circ}C$)
v	حجم (m^3)
x	بخار آب (رطوبت)

زیرنویس‌ها

a	هوای مرطوب
$conv$	انتقال حرارت در اثر جابجایی
$evap$	انتقال حرارت در اثر تبخیر
s	حالت اشباع
t	آب/در دمای آب

تشکر و قدردانی

نویسندگان مایلند مراتب تشکر و قدردانی خود را از مدیریت تولید برق زردن جناب آقای مهندس حیدری و بخش تعمیرات به خصوص جناب آقای مهندس امیری که آنان را در تهیه این مقاله یاری نموده اند ابراز دارند.

مراجع

۱. احمدی، فرزانه، "طراحی برج خنک‌کن تر جریان متقابل (با شرایط نیروگاه زردن)"، پایان‌نامه کارشناسی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، ۱۳۸۸.
۲. ابراهیمی ق، "مهندسی برج‌های خنک‌کننده"، انتشارات دانشگاه تهران، ۱۳۷۲.
3. Hill GB, Pring E.J., Osborn P.D., (1990), "cooling towers principles and practice", Butterworth.
4. Khan J.R., Zubair S.M., (2002), "Performance characteristics of counter flow wet cooling towers", Energy conversion and management, 44, pp.2037-2091.
5. Kern D.Q., France A.D., (1984), "Process heat transfer", Mc Graw Hill Book Company, New York

$$\int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{H_s - H_a} = \int_0^v \frac{Ka \, dv}{L_w} = \frac{KaV}{L_w} \quad (6)$$

در برج‌های جریان متقابل با محاسبه انتگرال سمت راست رابطه ۶ به کمک نمودار انتالپی-دما مربوط به آب می‌توان منحنی مشخصه را بدست آورد. برای محاسبه می‌توان از حل عددی و یا با تقریب خوبی از حل تحلیلی استفاده نمود. به دلیل اینکه محدوده دما کوچک می‌باشد ($29-37^{\circ}C$) انتگرال را به صورت خطی در نظر می‌گیریم:

$$\int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt}{H_s - H_a} = \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{ax+b} = \frac{1}{a} \ln \frac{(at_{w1}+b)}{(at_{w2}+b)} = \frac{KaV}{L} \quad (7)$$

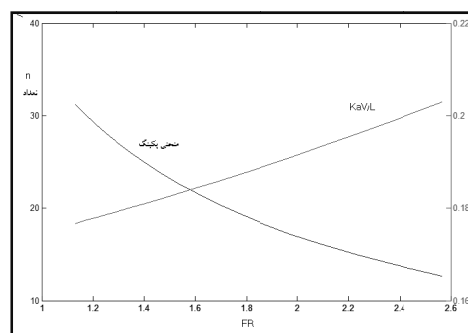
نحوه بدست آوردن منحنی پکینگ برای هر دو نوع برج یکسان است، این نمودارها که تابع مشخصات فیزیکی پکینگ هستند، با استفاده از داده‌های تجربی به دست می‌آیند و توسط شرکت‌های سازنده پکینگ ارائه می‌شوند. با تعیین نقطه تقاطع نمودارهای بالا و مقدار FR نقطه طراحی برج مشخص می‌گردد. با معلوم شدن FR و داشتن $\dot{m}_w$ می‌توان نرخ جریان هوا ($\dot{m}_a$) را و سپس توان و مشخصات فن را معلوم کرد. [۳ و ۵]

بررسی نتایج

با توجه به متغیرهای موجود (دمای آب خروجی، سطح مقطع برج، نسبت FR و پکینگ‌ها) می‌توان نمودارهای مشخصه متعددی را بدست آورد. دامنه این نمودارها برای طراحی برج خنک‌کن نیروگاه زردن، به این صورت تقلیل می‌یابند: با توجه به اینکه جریان آب خروجی از برج وارد کندانسور می‌شود، باید دمای خروجی را مطابق با اطلاعات کندانسور (یا برج) نیروگاه در نظر گرفت. سطح مقطع برج و ارتفاع آن بدیل کمبود فضا نیز ثابت می‌باشد. دبی ورودی آب نیز ثابت می‌باشد.

مطابق شکل ۱ با افزایش نسبت FR مشخصه برج افزایش و تعداد پکینگ‌ها کاهش می‌یابد. نقطه تلاقی این دو نمودار نقطه طراحی برج است، که نسبت FR ، مشخصه پکینگ و تعداد پکینگ بهینه را می‌دهد. پکینگ‌های متفاوتی وجود دارد که با شرایط موجود و برآورد هزینه نوع

Horizontal plastic grid, Ecodyne shape 10, pitch 12 in. انتخاب شده است. مقادیر طراحی جدید با طراحی قدیم در جدول ۱ مقایسه شده است. که نسبت به سل‌های قبلی نیروگاه دبی فن، میزان تبخیر آب و میزان کارایی افزایش داشته است.



شکل ۱: نمونه‌ای از منحنی مشخصه و پکینگ بر حسب FR

جدول ۱: مقایسه مشخصات طرح جدید و قدیم

مشخصات	دبی فن (cfm)	نرخ تبخیر آب (lb/min)
سل قدیم	700,000	13400
سل طراحی شده	900,000	17300



تأثیر پیش گرمایش هوای احتراق بر میزان تولید آلاینده ناکس در مشعل دو مرحله‌ای

کوروش گودرزی^۱^۱استادیار، دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه یاسوج؛ kgoudarzi@mail.yu.ac.ir

چکیده

دستیابی به احتراق با حداقل آلاینده‌ها و نیز ساختن وسائلی که باعث صرفه جویی در مصرف سوخت شوند یک نیاز ضروری به نظر می‌رسد. یکی از مهمترین، اقتصادترین و قدرتمندترین روش‌ها برای دستیابی به این هدف، مدل‌سازی فرایند احتراق به کمک بسته‌های نرم افزاری است. در این تحقیق مدل ساده شده یک مشعل دو مرحله‌ای به کمک روش حجم محدود مدل سازی شده و تأثیر پیش گرمایش هوای احتراق بر میزان تولید آلاینده ناکس بررسی شده است.

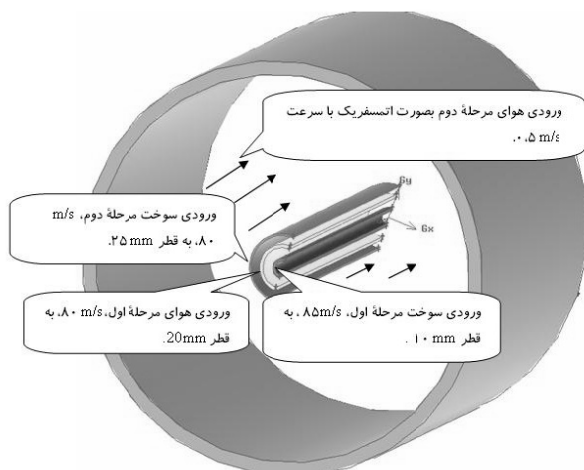
کلمات کلیدی: مشعل دو مرحله‌ای، مدل‌سازی احتراق، تولید ناکس

مقدمه

در جهان صنعتی امروز که به سرعت در حال پیشرفت می‌باشد، بحث انرژی و بحران انرژی یکی از مهمترین چالشهای فراوری بشر است. بخش اعظمی از انرژی مصرفی توسط صنایع (حدوداً ۸۰٪) از احتراق سوخته‌های فسیلی نظیر نفت، گاز طبیعی و ذغال سنگ حاصل می‌شود. تقاضا برای انرژی در جهان همچنان در حال افزایش است؛ بطوریکه سالانه ۰.۸٪ به تقاضای انرژی جهان افزوده می‌شود. چالش دیگر موجود در جهان صنعتی امروز، بحث آلاینده‌های تولید شده توسط صنایع است که در صورت عدم اعمال کنترل‌های مناسب جهان را به نابودی خواهد کشاند. همچنین پدیده گرم شدن زمین و تخریب لایه ازن توسط گازهای گلخانه‌ای نیز از دیگر آثار سوء آلاینده‌های تولید شده توسط سوخته‌های فسیلی است. در چنین شرایطی دستیابی به احتراق با حداقل آلاینده‌ها و نیز ساختن وسائلی که باعث صرفه جویی در مصرف سوخت شوند ضروری به نظر می‌رسد [۱]. یکی از مهمترین، اقتصادترین و قدرتمندترین روش‌ها برای دستیابی به این هدف، مدل‌سازی فرایند احتراق به کمک بسته‌های نرم افزاری است. در این تحقیق مدل ساده شده یک مشعل دو مرحله‌ای به کمک روش حجم محدود مدل‌سازی شده و تأثیر پیش گرمایش هوای احتراق بر میزان تولید آلاینده ناکس بررسی شده است.

مدلسازی

محفظه احتراق، استوانه‌ای در نظر گرفته شده است. نوع شعله از نوع Turbulent Diffusion Flame می‌باشد. یک نازل کوچک در خط مرکزی استوانه، به عنوان مرحله اول سوخت متان را با سرعت ۸۵ m/s به درون محفظه احتراق هدایت می‌کند. از روزه دیگر که کمی بالاتر از مرحله اول سوخت قرار دارد هوای اولیه با سرعت ۸۰ m/s وارد محفظه احتراق می‌شود. مرحله دوم سوخت با سرعت ۸۰ m/s وارد محفظه احتراق می‌گردد. هوای محیط به علت مکش ایجاد شده، از اطراف نازل با سرعت ۰.۵ m/s وارد محفظه احتراق می‌شود.



شکل ۱ هندسه مشعل

نسبت تعادل کلی واکنش تقریباً ۰.۷۶ است (حدوداً ۲۸ درصد هوای اضافی). متان با سرعت بالا وارد محفظه احتراق شده و انبساط پیدا کرده (باز می‌شود) و با جریان کم سرعت هوا ترکیب می‌شود. عدد رینولدز بر اساس قطر نازل بالاتر از مقدار بحرانی بوده و بنابراین جریان از نوع آشفته است.

برای حل معادلات مربوط به واکنش و جریان از روش سیمپل (simple) استفاده شده و همچنین جریان بصورت دائمی مدل شده است. برای مدل کردن اغتشاش در این مثال از مدل $K-\epsilon$ استاندارد استفاده شده است. برای در نظر گرفتن تأثیر و برهمکنش اغتشاش و واکنشهای شیمیایی از روش Eddy-Dissipation concept (EDC) استفاده شده است. در این روش فرض بر این است که واکنش در ساختارهای کوچک اغتشاش موسوم به Fine scale انجام می‌شود.

نتایج

با بررسی بردارهای سرعت و کانتورهای آن مشخص می‌شود که در میانه آتشدان و نزدیک به دیواره یک ناحیه چرخشی داریم که در آن گازهای داغ حاصل از احتراق از پائین دست جریان بازگشته و با گازهای سرد بالا دست جریان مخلوط می‌شوند. این ناحیه برای تشکیل ناکس مستعد است، چرا که جریان گازهای بالا دست دارای اکسیژن نسبتاً بالا و دمای نسبتاً پائین هستند که ترکیب شدن آنها با جریان گازهای داغ برگشتی که اکسیژن پائین و دمای بالایی دارند باعث تشکیل ناحیه‌ای با دما و اکسیژن بالا می‌شود که تشکیل ناکس را در پی خواهد داشت. با مشاهده کانتور NOx ppm می‌توان به صحت این پیش بینی پی برد.



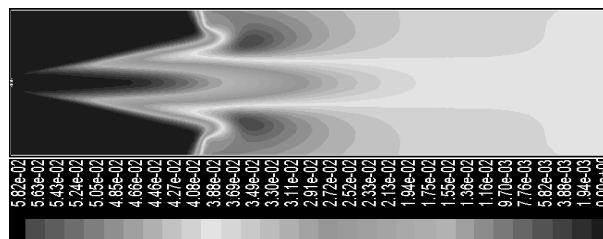
احتراق می‌شود، که این خود باعث کاهش تشکیل ناکس می‌گردد. FGR به بسیاری از مشعل‌های عادی افزوده می‌شود و بسته به مقدار FGR، نوع سوخت و میزان ناکس اولیه، باعث کاهش ناکس به میزان ۲۰ تا ۷۵٪ می‌شود. بنابر این با استفاده از فرایند پیش گرمایش هوای احتراق و استفاده همزمان از یکی از روشهای کاهش ناکس می‌توان مقادیر زیادی در مصرف سوخت صرفه جویی کرد؛ بدون آنکه باعث تولید آلاینده‌های مضر در احتراق شود.

نتیجه گیری

نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی نشان می‌دهد که برای اینکه بتوانیم هم از مزیت صرفه جویی سوخت توسط پیش گرمایش هوا استفاده کنیم و هم احتراق پاک داشته باشیم، باید به طریقی از بالا رفتن میزان ناکس در فرایند جلوگیری کنیم. در چنین شرایطی برای کاهش دادن میزان ناکس از روش FGR استفاده می‌شود. اضافه کردن FGR به هوای احتراق باعث افزایش جرم مواد اولیه و در نتیجه جرم محصولات می‌شود. جرم افزوده شده، همچنین باعث افزایش زمان لازم برای انتشار مواد اولیه می‌شود که این خود باعث پائین آمدن دمای احتراق می‌گردد. در حقیقت گازهای سوخته که به محفظه احتراق بازگردانده می‌شوند دارای اکسیژن بسیار پائینی در حدود ۲ تا ۴٪ هستند که باعث کاهش غلظت حجمی اکسیژن ورودی به محفظه احتراق می‌شود، که این خود باعث کاهش تشکیل ناکس می‌گردد. FGR به بسیاری از مشعل‌های عادی افزوده می‌شود و بسته به مقدار FGR، نوع سوخت و میزان ناکس اولیه، باعث کاهش ناکس به میزان ۲۰ تا ۷۵٪ می‌شود. بنابر این با استفاده از فرایند پیش گرمایش هوای احتراق و استفاده همزمان از یکی از روشهای کاهش ناکس می‌توان مقادیر زیادی در مصرف سوخت صرفه جویی کرد؛ بدون آنکه باعث تولید آلاینده‌های مضر در احتراق شود.

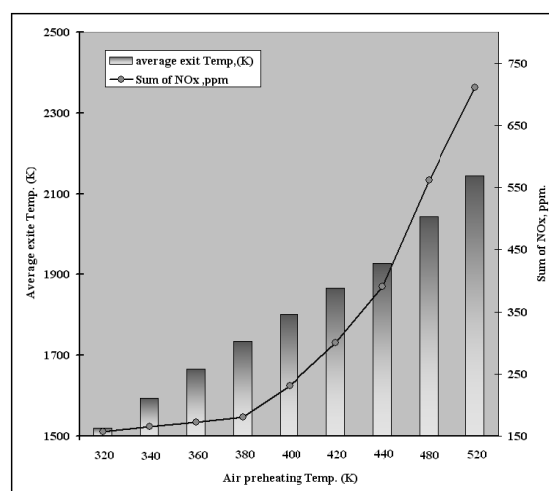
مراجع

- 1- Charles E. Bukal, "Industrial Burners Handbook", CRC Press, 2004.
- 2- Marion L. Smith, Karl W. Stinson, "Fuel and Combustion", Mc Graw Hill, 2002.
- 3- "North American Combustion Handbook", Third Edition, Volume 2.
- 4- FLUENT 6.3 User's Guide Volume 2, Fluent In., February 2005.
- 5- F. Wang, L.X. Zhou, C.X. Xu, "Large-eddy simulation of correlation moments in turbulent combustion and validation of the RANS-SOM combustion model", Fuel 2006, vol. 85, 1242-1247.
- 6- S. Salvador, J. M. Commandre, Y. Kara, "Thermal recuperative incineration of VOCs: CFD modeling and experimental validation", Applied Thermal Engineering, 2006, vol. 26, 2355-2366.



شکل ۲: کانتور NOx-ppm.

برای بررسی تاثیر پیش گرمایش هوای احتراق بر میزان تولید ناکس، مشعل ذکر شده با تغییر دادن دمای هوای اولیه در چندین دمای مختلف توسط نرم افزار مدلسازی شده است. با افزایش دمای پیش گرمایش هوا، دمای احتراق در کوره بالا می‌رود و از آنجا که تولید ناکس حرارتی به شدت به دما حساس است، پیش بینی می‌شود که این کار باعث بیشتر شدن تولید آلاینده ناکس در فرایند شود. با مراجعه به نتایج بدست آمده از شبیه سازی که در شکل ۴ آمده است، می‌توان به درستی این پیش بینی پی برد.



شکل ۴: بررسی همزمان تأثیر دمای پیش گرمایش بر افزایش دمای متوسط خروجی و تولید NOx.

حال برای اینکه بتوانیم هم از مزیت صرفه جویی سوخت توسط پیش گرمایش هوا استفاده کنیم و هم احتراق پاک داشته باشیم، باید به طریقی از بالا رفتن میزان ناکس در فرایند جلوگیری کنیم. در چنین شرایطی برای کاهش دادن میزان ناکس معمولاً از روش (Flue Gas Recirculation) FGR استفاده می‌شود. در این روش بخشی از گازهای دودکش برگشت داده شده و بصورت کنترل شده با هوای احتراق مخلوط می‌شود. این عمل باعث افزایش جرم ورودی به محفظه احتراق می‌شود در حالیکه میزان حرارت تولید شده ثابت است. در نتیجه دمای شعله پائین می‌آید و ناکس کمتری تولید می‌شود. اضافه کردن FGR به هوای احتراق باعث افزایش جرم مواد اولیه و در نتیجه جرم محصولات می‌شود. جرم افزوده شده، همچنین باعث افزایش زمان لازم برای انتشار مواد اولیه می‌شود که این خود باعث پائین آمدن دمای احتراق می‌گردد. در حقیقت گازهای سوخته که به محفظه احتراق بازگردانده می‌شوند دارای اکسیژن بسیار پائینی در حدود ۲ تا ۴٪ هستند که باعث کاهش غلظت حجمی اکسیژن ورودی به محفظه



تأثیر بکارگیری مشعل های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی در کوره های پیشگرم

ایوب عادل^۱، سارا ولی پور گیوی^۲

^۱ کارشناس سوخت و احتراق، شرکت تولیدی و مهندسی شعله صنعت؛ info@sholehshsanat.com

^۲ کارشناس هوافضا، شرکت تولیدی و مهندسی شعله صنعت؛ saravalipour@gmail.com

چکیده

در مقاله حاضر، ضمن معرفی مشعل های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی^۱ و مزایای بکارگیری از این مشعل ها، به بررسی دو ویژگی اصلی آنها یعنی سرعت بالا و هوای اضافی پرداخته شده است. همچنین تأثیرات بکارگیری این دو ویژگی در کوره های پیشگرم مطالعه گردیده و نشان داده شده است که در اثر استفاده از مشعل سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی به جای مشعل سرعت متوسط^۲ و همچنین تغییر محل قرارگیری مشعل ها نسبت به محل خروج محصولات احتراق در داخل کوره، می توان علاوه بر صرفه جویی در مصرف سوخت، دمای کوره را به میزان قابل ملاحظه ای یکنواخت نموده و ضمن کاهش دما، مقدار NO_x را نیز کاهش داد.

کلمات کلیدی: مشعل سرعت بالا، هوای اضافی، کوره پیشگرم

مقدمه

در بسیاری از فرآیندها از جمله خشک کردن کوره ها پس از ساخت^۳ و عملیات حرارتی، یکنواختی حرارت امری حیاتی است و در صورت عدم توانایی ایجاد یکنواختی حرارتی در کوره، نمی توان به اهداف موردنظر دست یافت.

در حال حاضر، بیشتر کوره های ذوب با برق پیشگرم می شوند (از جمله کوره های القایی)، درحالیکه می توان چنین عملی را با استفاده از مشعل های با ویژگی سرعت بالا و هوای اضافی نیز انجام داد، به شرط آنکه چیدمانی و محل قرارگیری مشعل ها در کوره به صورت مناسبی لحاظ گردد.

عوامل مؤثر در ایجاد یکنواختی حرارتی کوره

به منظور ایجاد یکنواختی حرارتی مورد نظر در سطح داخلی کوره، لازم است که دو شرط زیر بصورت پیوسته در طول فرآیند گرم کردن فراهم شود:

- حفظ مداوم حداکثر حجم سیال
- چرخش یکنواخت سیال در داخل کوره

بالا نگاه داشتن مداوم حجم سیال در دمای خیلی پایین که بدنه کوره نیاز به حرارت کمتری دارد و باید مشعل با شعله خیلی کم کار کند، امکان پذیر نیست مگر اینکه بتوان مقدار هوای اضافی را بسیار زیاد نمود. همچنین لازمه چرخش یکنواخت سیال نیاز به وجود مشعلی است که سرعت سیال خروجی از آن بسیار بالا باشد.

علاوه بر جلوگیری از توقف سیال (و یا حرکت کند آن)، بایستی این امکان نیز وجود داشته باشد که بتوان مقداری از سیال در حال خروج از کوره را برای افزایش مقدار سیال در حال چرخش، به داخل کوره برگرداند.

به همین منظور در کوره و در اطراف مشعل، دریچه هایی برای خروج محصولات احتراق پیش بینی می شود که بخشی از محصولات خروجی، بدلیل سرعت بالای شعله، در بخش ابتدایی خود ایجاد خلاء کرده و مجدداً به کوره بازگشته و موجب افزایش حجم سیال در حال چرخش و در نتیجه ایجاد یکنواختی حرارتی در داخل کوره می شوند. همچنین محصولات خروجی جذب شده توسط شعله، باعث پایین آمدن درجه حرارت شعله و کاهش نقطه اوج دما^۴ می شوند.

استفاده از مشعل های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی

مشعل های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی مشعل هایی هستند که علاوه بر قابلیت احتراق در شرایط عادی و تشکیل شعله ای با درجه حرارت بالا، امکان کار با هوای بسیار زیاد را نیز دارا می باشند. از مهمترین مشخصات این مشعل ها می توان موارد زیر را نام برد:

- سرعت بالا
- توزیع سریع و یکنواخت حرارت
- دامنه تنظیم بالا و امکان افزودن هوای اضافی
- صرفه جویی سوخت

مشعل SSHG که در شرکت تولیدی و مهندسی شعله صنعت طراحی و ساخته شده است، از ویژگی های بالا برخوردار است. همانطوریکه در شکل (۱) دیده می شود، این مشعل دارای شعله ای پر سرعت است (نمونه مشعل excess-air super velocity با سرعت ۲۳۰ m/sec)



شکل ۱: مشعل SSHG ساخت شرکت تولیدی و مهندسی شعله صنعت

ویژگی هوای اضافی اینگونه مشعل ها (در حدود ۳۰۰٪) این امکان را میسر می سازد تا در دمای پایین که نیاز به انرژی حرارتی کمتری از مشعل است، نیازی به کاهش میزان هوا و گاز به صورت همزمان نبوده و تنها میزان گاز

^۱ Excess air-High velocity

^۲ Medium velocity

^۳ warm-up

^۴ peak temperature



دودکش بوده است که در تبدیل کوره از گازوئیل به دو سوخته (گاز-گازوئیل)، به جای دو مشعل سرعت متوسط از دو مشعل سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی استفاده شده و مشعل‌ها نیز به زیر دودکش جا به جا شده‌اند.

در اثر این تغییرات، علاوه بر صرفه جویی ۲۰ درصدی در مصرف سوخت، دمای کوره نیز به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش یافته است. نتایج حاصل از این تحقیق در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱: نتایج حاصل از استفاده از مشعل‌های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی

پارامتر	حالت الف: استفاده از دو مشعل سرعت متوسط	حالت ب: استفاده از دو مشعل سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی
دمای سقف	۱۲۵۰°C	۱۱۰۰°C
دمای ورودی به دودکش	۱۲۸۰°C	۸۵۰°C
میزان اکسید	۰.۴٪	۰.۳٪

نتیجه‌گیری

عوامل اصلی این بهبود را می‌توان بصورت زیر عنوان نمود:

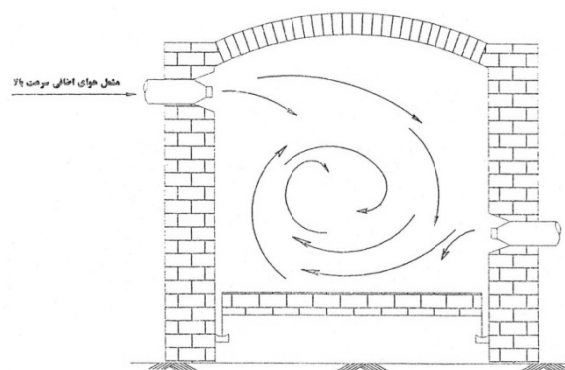
- طی مسیر دو برابر و در نتیجه ماندگاری بیشتر سیال در کوره (دو برابر قبل) به دلیل تغییر در چیدمانی مشعل‌ها در داخل کوره
- افزایش حجم سیال از طریق برگشت بخشی از محصولات احتراق از طریق مشعل (بدلیل سرعت بالای سیال خروجی از دهانه مشعل)
- اختلاط محصولات احتراق برگشتی با شعله، کاهش نقطه اوج دما و در نتیجه کاهش NO_x

مراجع

- 1- Charles E. Baukal, 2003, "Industrial burners handbook".
- ۲- بایگانی فنی شرکت تولیدی و مهندسی شعله صنعت

کاهش یابد و برای حفظ حجم سیال خروجی از دهانه مشعل و حفظ حجم سیال در حال چرخش در کوره، حجم هوا ثابت باقی بماند. این روش تنها به کمک چیدمان مناسب مشعل‌های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی در داخل کوره امکان پذیر خواهد بود.

برای ایجاد یکنواختی دما در کوره‌های دیگر (از جمله کوره‌های تنش‌گیری) که دارای تعداد مشعل بیشتری می‌باشند، چیدمان مشعل‌ها از اهمیت زیادی برخوردار است. در این حالت، چیدمان مشعل‌ها به شکلی است که هر ناحیه، بوسیله دو مشعل در دو دیواره روبروی هم ولی به صورتیکه مطابق شکل (۲) یک محیط گردابی ایجاد کند، چیده می‌شود. همچنین این مشعل‌ها می‌توانند در نزدیکی خروجی محصولات احتراق و یا در مسیر محصولات احتراق قرار گیرند تا بخش اعظم محصولات خروجی را مجدداً به داخل کوره کشیده و موجب یکنواختی بسیار زیاد از طریق چرخش مناسب سیال شوند.



شکل ۲: چیدمانی مشعل‌های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی در کوره

به منظور بررسی تاثیر بکارگیری مشعل‌های سرعت بالا با ویژگی هوای اضافی، در ادامه نتایج حاصل از بکارگیری این مشعل‌ها در کوره ذوب آلومینیوم کارخانه آمیزه ساز اراک ارائه شده است. در ابتدا این کوره (۱۰ تن بر ساعت) دارای دو مشعل سرعت متوسط و با چیدمانی مشعل‌ها روبروی



بهینه‌سازی مصرف انرژی



ارزیابی عملکرد لوله‌های U شکل از بعد افزایش نرخ انتقال حرارت و افت فشار جریان جوششی

محمد علی اخوان بهابادی^۱، مسعود جمالی آشتیانی^۲، روح... خسروشاهی^۳، مهدی کاظمیان فر^۴^۱ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، akhavan@ut.ac.ir^۲ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن، تهران، jamali_59@yahoo.com^۳ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، rohollah.khosroshahi@gmail.com^۴ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، mahdi.kazemianfar@gmail.com

چکیده

در این تحقیق، مساله جریان جوشش جابجایی مبرد HFC-۱۳۴a داخل لوله‌های U شکل به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفته و اثرات ناشی از افزایش انتقال حرارت و افت فشار تحلیل و بررسی می‌شود. دستگاهی که در این بررسی مورد استفاده قرار می‌گیرد، یک سیستم کامل تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه‌گیری مورد نیاز است. در این مطالعه، داده‌های تجربی برای لوله مستقیم و همچنین لوله‌های U شکل با پنج نسبت خم متفاوت $2R/D = ۳/۳۷, ۵/۱۶, ۷/۲۷, ۹/۷۱, ۱۲/۶۲$ جمع‌آوری می‌گردد. آنالیز و بررسی نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که لوله‌های U شکل باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جوششی تا ۲۵٪ و ازدیاد افت فشار تا ۲۵۰٪ نسبت به لوله مستقیم مشابه می‌شود.

کلمات کلیدی: ارزیابی عملکرد، انتقال حرارت، افت فشار، جریان جوششی، لوله‌های U شکل.

مقدمه

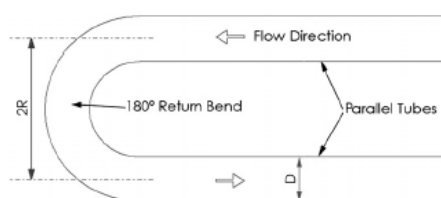
امروزه با عنایت به محدودیت منابع انرژی و لزوم صرفه جویی در مصرف آنها، بهینه‌سازی مصرف انرژی در طراحی و ساخت تبادلهای حرارتی، به ویژه اواپراتورها، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است [۱-۲]. این مساله به معنی افزایش انتقال حرارت همراه با کمترین میزان افزایش افت فشار است. موضوع کاربرد انتقال حرارت افزایشی در مبدل‌های حرارتی، به طور جدی دنبال می‌شود. اگرچه می‌توان سطوح افزایشی را در تمام مبدل‌ها به کاربرد، ولی باید دید با توجه به اینکه استفاده از آنها باعث افزایش توان مصرفی می‌شود، آیا این کاربرد به صرفه است یا خیر؟

از طرفی در رابطه با مبرد HFC-۱۳۴a، پتانسیل تخریب لایه اوزون (ODP) آن صفر بوده و به همین دلیل استفاده از آن رو به افزایش است. بنابراین، پژوهش حاضر بمنظور جمع‌آوری داده‌های تجربی انتقال حرارت و افت فشار در جریان جوششی مبرد HFC-۱۳۴a داخل لوله‌های U شکل و ارزیابی عملکرد آنها از بعد افزایش انتقال حرارت و افت فشار انجام می‌گیرد.

شرح دستگاه آزمایش

دستگاه مورد آزمایش یک سیستم تبرید تراکمی بخار مجهز به اجزای زیر می‌باشد: کمپرسور، کندانسور، شیر سوزنی، اواپراتور اولیه (جهت تنظیم کیفیت مبرد ورودی به تست اواپراتور)، تست اواپراتور، اواپراتور ثانویه (جهت سوپرهیت کردن مبرد ورودی به کمپرسور) و کلیه ابزارهای اندازه‌گیری دقیق مورد نیاز. تست اواپراتور یک لوله مسی به قطر داخلی

۸/۲۵mm و قطر خارجی ۹/۵۲ mm می‌باشد که یکبار بصورت مستقیم و دفعه بعد به صورت U شکل استفاده می‌شود. لوله‌های U شکل با پنج شعاع خم متفاوت با نسبت‌های خم $2R/D = ۳/۳۷, ۵/۱۶, ۷/۲۷, ۹/۷۱, ۱۲/۶۲$ مورد بررسی قرار می‌گیرند. شکل ۱ نمایی شماتیک از یک خم برگشتی U شکل مورد استفاده را نشان می‌دهد.



شکل ۱: نمای شماتیک خم برگشتی

گرمای مورد نیاز اواپراتورها توسط المنت‌های الکتریکی که به طور یکنواخت به دور آنها پیچیده شده است تامین می‌شود و میزان گرمای مطلوب المنت‌ها توسط دیم‌های صنعتی تنظیم می‌گردد. برای جلوگیری از اتلاف حرارت المنت‌ها به محیط، اواپراتورها به طور کامل عایق شده‌اند. با این وجود مقدار کمی از حرارت المنت به محیط انتقال می‌یابد که این مقدار محاسبه گردیده و در محاسبات تأثیر داده می‌شود. دماهای مورد نیاز توسط ترموکوپل‌های سری T که به دقت 0.1°C کالیبره شده‌اند، اندازه‌گیری می‌شود. همچنین اندازه‌گیری میزان افت فشار کل (ΔP_{tot}) داخل تست اواپراتور توسط دستگاه اندازه‌گیری اختلاف فشار (DP) که برای محدوده (۰-۱۵۰ kPa) کالیبره شده است، انجام می‌گردد.

جمع‌آوری و آنالیز داده‌ها

در مجموع ۱۲۶ آزمایش با سه سرعت جرمی متفاوت $۵۵ \text{ kg/m}^2\text{s}$ ، $۷۷ \text{ kg/m}^2\text{s}$ و $۹۹ \text{ kg/m}^2\text{s}$ برای جریان داخل لوله مستقیم و لوله‌های U شکل انجام شد. محدوده پارامترهای مختلف آزمایش در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱: محدوده پارامترهای آزمایش

کیفیت بخار ورودی به تست اواپراتور	۰/۲ - ۰/۹
کیفیت بخار خروجی از تست اواپراتور	۰/۳ - ۱
سرعت جرمی مبرد	$۵۵ - ۹۹ \text{ kg/m}^2\text{s}$
درجه حرارت جوشش متوسط	۱۹°C تا
عدد رینولدز مایع	۱۳۰۰ - ۲۸۰۰
عدد رینولدز بخار	۴۵۰۰ - ۸۱۰۰۰



این در حالی است که کمترین افزایش افت فشار در کمترین سرعت جرمی $55 \text{ kg/m}^2\text{s}$ و در کیفیت بخار 0.27 از لوله با بیشترین شعاع انحنای $12/62$ حاصل می‌شود که فقط $1/0.13$ برابر افت فشار در لوله صاف می‌باشد.

ارزیابی عملکرد لوله‌های U شکل

برای مقایسه ارزیابی عملکرد لوله‌های U شکل از نسبت توان مصرفی کمپرسور در طول تست اواپراتور به ضریب انتقال حرارت در تست اواپراتور $\frac{HP}{h}$ استفاده می‌شود، با استفاده از این نسبت مشاهده می‌شود که این نسبت برای تمامی خم‌ها بین 0.26 تا 0.79 تغییر می‌کند، که نشانگر عملکرد ضعیف این نوع لوله‌ها می‌باشد. به طور کلی از ارزیابی کلی این لوله‌ها دریافت شد لوله با نسبت خم $5/16$ در سرعت‌های جرمی پائین از عملکرد بهتری برخوردار است و لوله با نسبت خم $9/71$ در سرعت‌های جرمی بالا از عملکرد بهتری برخوردار می‌باشد. بهترین عملکرد در تمام نسبت‌های خم در کیفیت‌های پایین، در سرعت جرمی $99 \text{ kg/m}^2\text{s}$ روی داده و بدترین عملکرد در کیفیت‌های پایین، در سرعت جرمی $55 \text{ kg/m}^2\text{s}$ اتفاق می‌افتد.

همچنین مشاهده شد که در لوله‌های U شکل در بهترین حالت (نسبت خم $12/62$)، میزان انتقال حرارت تا 35% نسبت به لوله مستقیم افزایش یافته و میزان افت فشار نیز در بدترین حالت (نسبت خم $5/16$)، تا 25% نسبت به لوله مستقیم افزایش می‌یابد.

نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از این مطالعه عبارتند از:

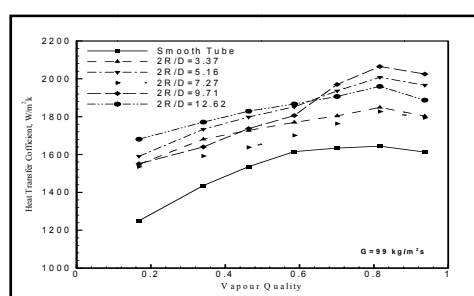
- 1- لوله‌های U شکل باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. این افزایش بسته به شرایط آزمایش و نسبت خم، حداکثر تا 35% نسبت به لوله مستقیم مشابه می‌باشد.
- 2- استفاده از لوله‌های U شکل افقی به جای لوله مستقیم افقی، افت فشار جریان جوششی را تا 25% افزایش می‌دهد.
- 3- نسبت $\frac{HP}{h}$ برای کلیه آزمایشات بین 0.26 تا 0.79 یعنی کمتر از 1 بدست آمد که نشان دهنده عملکرد نامطلوب لوله‌های U شکل می‌باشد.
- 4- نتیجه نهایی اینکه با در نظر گرفتن توأم افزایش انتقال حرارت و افت فشار، لوله مستقیم بهترین عملکرد را دارد. بعبارت دیگر استفاده از لوله‌های U شکل برای افزایش انتقال حرارت توصیه نمی‌شود بلکه برای کوچک شدن طول مبدل و کم شدن حجم آن به ناچار از آنها استفاده می‌گردد.

مراجع

- 1- Bandarra Filho, Enio P. and Saiz Jabardo, José M., 2006, "Convective boiling performance of refrigerant R-134a in herringbone and microfin copper tubes", International Journal of Refrigerant, Vol. 29, pp. 81-91.
- 2- Akhavan-Behabadi, M.A., Kumar, Ravi and Mohseni, S.G., 2007, "Condensation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, pp. 4864-4871.

ضریب انتقال حرارت جوششی در لوله‌های U شکل

در شکل ۲، تغییرات ضرایب انتقال حرارت بدست آمده برای لوله مستقیم و لوله‌های U شکل با کیفیت بخار در سرعت جرمی $99 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ترسیم شده است. از این شکل مشاهده می‌شود، ضرایب انتقال حرارت با افزایش کیفیت بخار برای همه نسبت‌های خم تا کیفیت حدود 0.8 زیاد می‌شود. علت این است که با افزایش کیفیت بخار، ضخامت لایه‌های مایع روی دیواره داخلی لوله نازکتر شده و مقاومت حرارتی کمتری و در نتیجه ضریب انتقال حرارت بزرگتری را موجب می‌شود. از طرفی با افزایش کیفیت بخار به مقادیر بالاتر از حدود 0.8 ضریب انتقال کاهش می‌یابد. علت این امر، رخ دادن خشک شدگی جزئی روی دیواره لوله است.

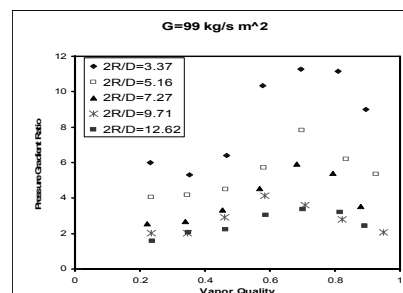


شکل ۲: تغییرات ضریب انتقال حرارت با کیفیت بخار برای لوله‌های U شکل در سرعت جرمی $99 \text{ kg/m}^2\text{s}$

همچنین از شکل ۲ مشاهده می‌شود، که ضرایب انتقال حرارت در تمامی لوله‌های U شکل بیش از لوله مستقیم مشابه می‌باشد. رفتار مشابهی نیز برای سایر سرعت‌های جرمی مشاهده گردید.

افت فشار در لوله U شکل

شکل ۳ تغییرات نسبت گرادیان فشار لوله U شکل به گرادیان فشار لوله صاف را در سرعت جرمی $99 \text{ kg/m}^2\text{s}$ نشان می‌دهد. از بررسی شکل ۳ می‌توان نتیجه گرفت که بطور کلی ایجاد یک خم U شکل در لوله‌های مستقیم افقی، افت فشار را به اندازه زیادی نسبت به لوله مستقیم افزایش می‌دهد. این میزان افزایش با کاهش شعاع انحناء خم، افزایش می‌یابد. نسبت افزایش افت فشار عموماً با افزایش کیفیت بخار افزایش می‌یابد. بیشترین افزایش افت فشار در بالاترین سرعت جرمی ($99 \text{ kg/m}^2\text{s}$) و در کیفیت بخار تقریباً برابر با 0.7 در لوله با کمترین شعاع انحناء $3/37$ اتفاق می‌افتد که حدود 11 برابر لوله مستقیم است.



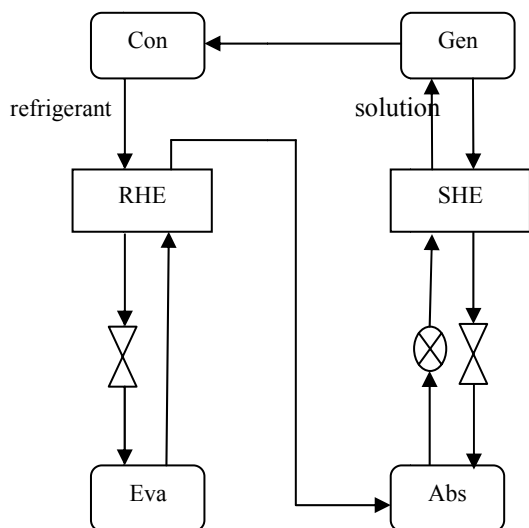
شکل ۳: تغییرات نسبت افت فشار لوله U شکل به افت فشار لوله صاف با کیفیت بخار در سرعت جرمی $99 \text{ kg/m}^2\text{s}$



تحلیل انرژی و اگزرژی در سیکل تبرید جذبی آمونیاکی و اثر مبدل حرارتی بر عملکرد آن

امیرقیومی^۱، مظفرعلی مهرابیان^۲^۱ دانشجوی ارشد مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ amirghayyumi@yahoo.com^۲ استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید باهنر کرمان؛ ma_mehrabian@alum.mit.edu

$$\eta_{ex} = \frac{-\dot{Q}_e(1 - \frac{T_0}{T_e})}{\dot{Q}_g(1 - \frac{T_0}{T_g}) + \dot{W}_p} \quad (2)$$



شکل ۱ سیکل تبرید جذبی شبیه‌سازی شده با وجود دو مبدل حرارتی

اگزرژی اتلافی هر یک از اجزای سیکل تبرید نشان دهنده میزان اتلاف

قابلیت انجام کار توسط آن جزء است و از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E}_D = \sum \dot{m}_i e_i - \sum \dot{m}_e e_e + \sum \left[\left(\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right)_i + \sum \left(\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \right)_e \right] \pm \dot{W} \quad (3)$$

اگزرژی اتلافی بدون بعد برای هر یک از اجزای سیکل بصورت زیر بیان

می‌شود:

$$\psi_j = \frac{\dot{E}_{D_j}}{\dot{E}_{D_t}} \quad (4)$$

$$\dot{E}_{D_t} = \sum \dot{E}_{D_j} \quad (5)$$

چکیده

در این مقاله تحلیل انرژی و اگزرژی در یک سیکل تبرید جذبی تک اثره با سیال کاری آب-آمونیاک انجام شد. برای این منظور با استفاده از یک برنامه کامپیوتری اثر پارامترهای ورودی و اثر مبدل حرارتی در سه حالت مختلف مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که سیکل جذبی در حالتی که مبدل در سمت محلول قرار دارد نسبت به حالتی که در سمت مبرد گذاشته شود بازده اگزرژی و ضریب عملکرد بیشتری دارد. افزایش دمای کندانسور، اواپراتور و جاذب بازده اگزرژی را کاهش و افزایش دمای ژنراتور آن را افزایش و سپس بطور ممتد کاهش می‌دهد.

کلمات کلیدی: تبرید جذبی، آب-آمونیاک، اگزرژی

مقدمه

بدلیل استفاده از منابع انرژی ارزان قیمت از جمله انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و اتلافات گرمایی در واحدهای صنعتی و همچنین جلوگیری از تخریب محیط زیست، بررسی سیستمهای تبرید جذبی مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است. در همین راستا تحقیقات وسیعی در این زمینه صورت پذیرفته است. در سال ۲۰۰۴ مهرابیان و شامبیگ اثر دمای آب خنک کننده بر روی عملکرد سیکل جذبی لیتیم برماید و اختلاف دمای لگاریتمی هر یک از اجزای سیکل را بررسی کردند [۱]. ارزو و همکاران در سال ۲۰۰۵ تغییرات ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را با تغییر دمای ژنراتور برای سیکل جذبی لیتیم برماید بررسی کردند [۲]. شبیه سازی یک سیکل تبرید جذبی آمونیاکی و بررسی ضریب عملکرد آن با توجه به قانون اول در سال ۲۰۰۷ انجام شد [۳]. در این مقاله تحلیل انرژی و اگزرژی برای یک سیکل تبرید جذبی آمونیاکی در سه حالت متفاوت بررسی شده است.

حالت اول: فقط مبدل حرارتی سمت مبرد (RHE) وجود دارد.

حالت دوم: فقط مبدل حرارتی سمت محلول (SHE) وجود دارد.

حالت سوم: هر دو مبدل حرارتی (RHE-SHE) وجود دارند.

شکل ۱ سیکل تبرید شبیه‌سازی شده برای حالت سوم را نشان می‌دهد.

تحلیل ترمودینامیکی

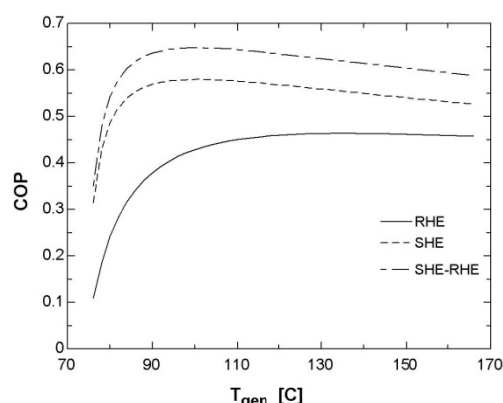
تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیستم تبرید جذبی مستلزم بکارگیری روابط بقای جرم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک و روابط بین خواص سیال کاری می‌باشد. برای استفاده از روابط بین خواص محلول آب-آمونیاک از مرجع [۴] استفاده شده است. ضریب عملکرد و بازده اگزرژی با توجه به قوانین ترمودینامیک و خواص سیال کاری از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (1)$$

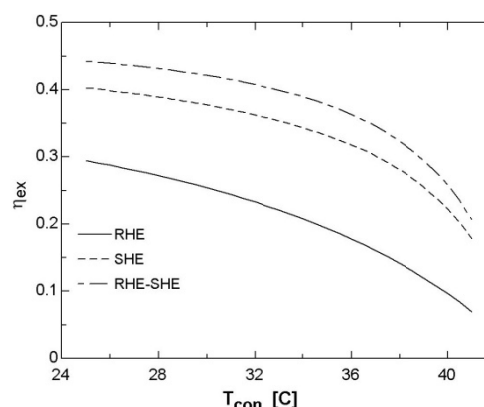


بررسی نتایج

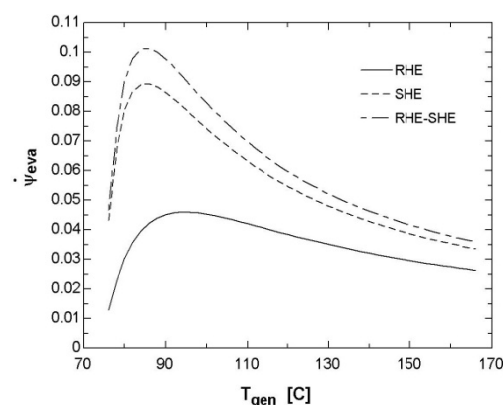
در این قسمت برخی از نتایج برای نمونه آورده شده است. همانطور که در شکل‌های ۲ و ۴ مشاهده می‌شود با افزایش دمای ژنراتور ضریب عملکرد سیکل ابتدا افزایش و سپس بطور ملایم کاهش می‌یابد و همچنین سهم انرژی اتلافی در اواپراتور ابتدا افزایش سپس بطور مداوم کاهش می‌یابد. شکل ۳ نشان می‌دهد که افزایش دمای کندانسور بازده انرژی را کاهش می‌دهد. نتایج نشان داد که تاثیر مبدل حرارتی سمت محلول در بهبود ضریب عملکرد و بازده انرژی خیلی بیشتر از مبدل سمت مبرد است.



شکل ۲ تغییرات ضریب عملکرد با دمای ژنراتور



شکل ۳ تغییرات بازده انرژی با دمای کندانسور



شکل ۴ تغییرات سهم انرژی اتلافی اواپراتور در سیکل با دمای ژنراتور

جمع‌بندی

تحلیل ترمودینامیکی سیکل نشان داد که عملکرد سیکل در حالتی که مبدل در سمت محلول قرار می‌گیرد نزدیک به عملکرد سیکل در حالتی است که هر دو مبدل وجود دارند. بنابراین استفاده از هر دو مبدل در سیکل، عملکرد سیستم را آنطور که انتظار می‌رود افزایش نمی‌دهد.

فهرست علائم

COP	ضریب عملکرد
$\dot{E}D$	نرخ انرژی اتلافی (kW)
e	انرژی مخصوص (kJ kg ⁻¹)
$\dot{m}$	نرخ جرمی (kg s ⁻¹)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
RHE	مبدل حرارتی مبرد
SHE	مبدل حرارتی محلول
T	دما (K)
$\dot{W}$	نرخ انتقال کار

علائم یونانی

ψ	انرژی اتلافی بدون بعد
η_{ex}	بازده انرژی

زیر نویس‌ها

e	اواپراتور، خروجی از حجم کنترل
g	ژنراتور
i	ورودی به کنترل حجم
j	شمارنده هر یک از اجزا
p	پمپ
t	مجموع
0	شرایط مرجع

مراجع

1. M A Mehrabian and A E Shahbeik, Thermodynamic modeling of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle, Proc.IMEchE, Vol(2004). 219 Part E, PP.261-273
2. Arzu, s., Yakut, K., Kalogirou, S., Exergy analysis of bromide/water absorption system, Renewable Energy: Vol. 30 (2005), pp. 645-657
3. A, Sathyabham and T. P. Ashok Babu, Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system, Thermal science: Vol. 12 (2008), pp. 45-53
4. Patek, J. and Klomfar, J., International Journal of Refrigeration, Vol. 18 (1995), pp. 228-234

Effect of Coiled Wire Insert on Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal Evaporators

H. Najafi¹, M.A. Akhavan-Behabadi²

¹School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Iran; hassan_najafi@yahoo.com

²School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Iran; akhavan@ut.ac.ir

Abstract

An experimental investigation has been carried out on heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of R-134a in presence of coiled wire inserts inside a horizontal evaporator. Wire coils having different coil pitches and wire thicknesses were inserted into a plain tube. Several test runs were carried out for mass velocities of 54, 85, 114 and 136 kg/m²s. By considering the heat transfer and pressure drop, it has been found that the plain tube has the best performance. Therefore, the coiled wire inserts are recommended only under special conditions by considering the appropriate consistence between heat transfer performance and the rate of pumping power increasing.

Keywords: Coiled wire, Heat transfer, Pressure drop, Evaporator

Introduction

One of the passive techniques to enhance the heat transfer rates in heat exchangers is using of various types of insertions, such as twisted tape and coiled wire. The tube inserts are relatively low in cost, easy to insert into and take out of the tubes for maintenance. A review of the existing literature revealed that the use of tube inserts to enhance the heat transfer rates during evaporation of refrigerants flowing inside a horizontal tube has been studied for quite some time [1-3]. Furthermore, the refrigerant R-134a, nowadays, is seen to be the eco-friendly substitute of CFC-12. It has zero ozone depletion potential (ODP) and 10% global warming potential (GWP) in comparison to CFC-12. Therefore, an experimental investigation was carried out to study the effects of wire coil inserts on flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a in a horizontal tube.

Experimental Facility and Procedure

An in-tube boiling test apparatus was designed, fabricated and installed. The schematic diagram of the experimental set-up is shown in Figure 1. Different elements of this set-up are introduced in Table 1. It was basically a well instrumented vapor compression refrigeration system.

The test evaporator was a horizontal copper tube of 7.5 mm inside diameter, 9.54 mm outside diameter, and 1200 mm long. Refrigerant R-134a flowing inside the tube was heated uniformly by a flexible electrical heating tape, 2 kW in capacity.

It was ensured that the refrigeration coming from the test evaporator is superheated vapor before it entered the

compressor, by installing an after evaporator downstream of the test evaporator.

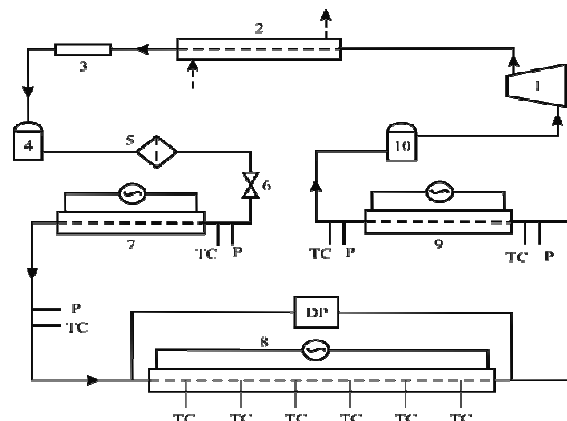


Figure 1. Schematic diagram of experimental set-up

Table 1. Different elements of Figure 1

No.	Name of element
1	Compressor
2	Condenser
3	Flow meter
4	Receiver
5	Filter-drier
6	Expansion valve
7	Pre-evaporator
8	Test evaporator
9	After evaporator
10	Accumulator
TC	Thermocouple
P	Pressure gauge
DP	Differential pressure transducer
⊗	Source of electrical power
→	Flow direction

The averages outside wall temperatures of the test-evaporator tube were measured at six axial locations. For augmentation of heat transfer, coiled wires were used inside the tube. The coil pitches were 5, 8, 10 and 13 mm, and the wire thicknesses were 0.5, 0.7, 1.0 and 1.5 mm. they were inserted throughout the full length of the test section.

Results and Discussion

Figures 2 and 3 show the variation of heat transfer coefficient with vapor quality for plain tube and the roughed tubes with coiled wire inserts.

From these figures, it is observed that the insertion of a coiled wire inside the test evaporator tube has produced higher heat transfer coefficient compared to plain flow values. The magnitude of the enhancement is a complex



function of mass velocity, vapor quality, and the geometry of wire coil. For all mass flow rates the best performing coiled wire insert is that having coil pitch of 10 mm and wire diameter of 1.5 mm (the coil with thickest wire). In the high vapor quality region ($x=0.95$), the insert enhances the heat transfer coefficient from 72% to 98% in comparison to that for the plain flow.

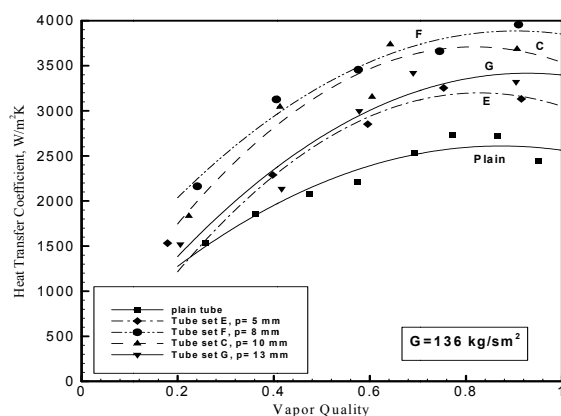


Figure 2. Heat transfer coefficient versus vapor quality for plain and roughed tubes with constant wire diameter of 1mm at mass flux of $136 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

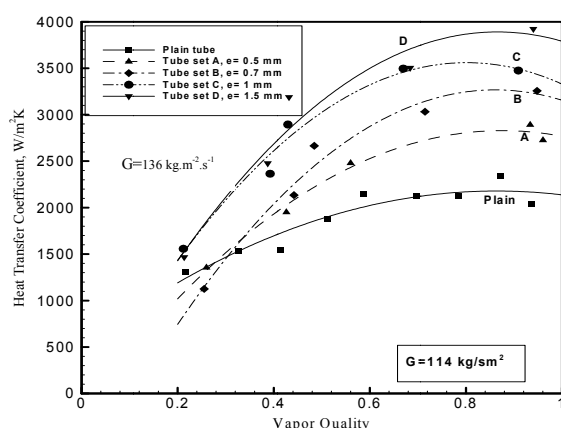


Figure 3. Heat transfer coefficient versus vapor quality for plain and roughed tubes with constant coil pitch of 10 mm at mass flux of $114 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

From figure 4, it is concluded that generally by insertion of coiled wire inside horizontal tubes, the pressure drop is increased relative to plain tube values on a nominal area basis. Also it is revealed that, by increasing the pitch of wire coil, the pressure drop is decreased. This is due to the fact that by increasing the coil pitch, the frictional surface per unit length of the tube is decreased, resulting in decreasing of frictional pressure drop and total pressure drop.

Finally, the performance evaluation of coiled wire inserted tubes from the point view of heat transfer enhancement and pressure drop increasing was done. It was concluded that, the plain tube has the best performance. In the other word, to use the coiled wire

inserts is not recommended, except under the special conditions and for certain applications.

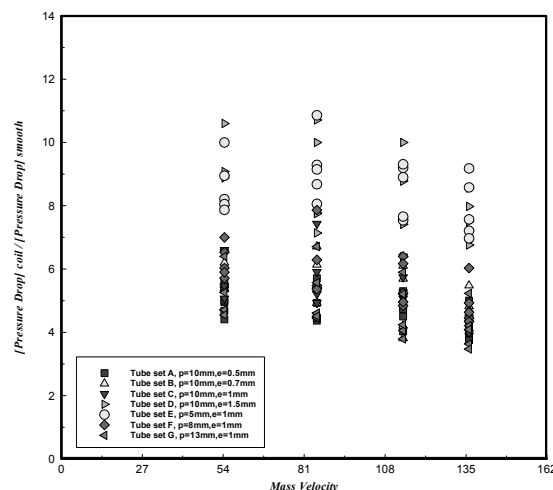


Figure 4. Pressure drop ratio of coiled wire inserted tubes to plain tube at different mass fluxes

Conclusions

The following conclusions have been drawn from the present study:

- 1- Both of heat transfer coefficient and pressure drop increase by increasing the mass flux and vapor quality in coiled wire inserted tubes similar to the plain tube.
- 2- The insertion of coiled wires inside a horizontal tube while in the best condition increases the boiling heat transfer coefficient up to 98% above the plain tube values on a nominal area basis, in the worst condition, it increases the pressure drop up to 1000% relative to a similar plain tube pressure drop rates.
- 3- By considering the heat transfer and pressure drop, the plain tube has the best performance. In the other word, to use the coiled wire inserts is not recommended, except under the special conditions and for certain applications.

References

- 1- Lan, J., Disimile, P.J., and Weisman, J., "Two-phase flow patterns and boiling heat transfer in tubes containing helical wire inserts – part 1: flow patterns and boiling heat transfer coefficients", 1997, *Journal of enhanced heat transfer*, Vol. 4, pp. 269–282.
- 2- Yun, R., Hwang, J., Chung, J.T., and Kim, Y., "Flow boiling heat transfer characteristics of nitrogen in plain and wire coil inserted tubes", 2007, *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 50, pp. 2339-2345.
- 3- Akhavan-Behabadi, M.A., Kumar, R., and Jamali, M., "Investigation on heat transfer and pressure drop during swirl flow boiling of R-134a in a horizontal tube", 2009, *International journal of heat and mass transfer*, Vol. 52, pp. 1918-1927.



محاسبه دمای میانگین در یک اتاق با سیستم گرمایش از کف و شرایط مرزی مختلف به کمک شبکه عصبی

احسان مهرابی^۱^۱ مربی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان، mehrabi.ehsan@gmail.com

چکیده

در این مقاله ابتدا برای یک محفظه ۳ بعدی که دارای سیستم گرمایش از کف می‌باشد دمای میانگین با استفاده از نرم افزار فلوئنت محاسبه می‌شود. هوای داخل محفظه را تراکم ناپذیر در نظر گرفته و با استفاده از تقریب بوزینسک، مدل اصلاح شده $k-\epsilon$ مدل تشعشعی DO و الگوریتم سیمپل، شبیه سازی جریان سیال و میدان دما انجام می‌گیرد. سپس با تغییر پارامترهای مختلف موثر بر سیستم گرمایش از کف در اتاق مدل مسئله تحلیل می‌شود. آنگاه به کمک تئوری شبکه های عصبی، مدل سیستم گرمایش از کف با استفاده از جعبه ابزار شبکه عصبی در نرم افزار MATLAB با دو لایه شامل لایه پنهان با ۲۰ نرون عصبی و تابع تصمیم‌گیری دلخواه و لایه خروجی با یک نرون عصبی و تابع تصمیم‌گیری خطی با شش ورودی و یک خروجی ایجاد می‌شود. پس از آموزش شبکه مساله تحت شرایط مختلف با استفاده از فلوئنت و استفاده از هوش مصنوعی تحلیل و نتایج آنها با یکدیگر مقایسه می‌شود. نتایج نشان داد شبکه عصبی ایجاد شده به خوبی توانایی تخمین دمای میانگین محفظه با شرایط مرزی مختلف را دارد.

کلمات کلیدی: گرمایش از کف، انتقال حرارت تشعشعی، شبکه عصبی

مقدمه

در این تحقیق ابتدا سیستم گرمایش از کف در یک اتاق (سه بعدی) توسط نرم افزار گمبیت شبیه سازی شده است سپس توسط نرم افزار فلوئنت با تغییر پارامترهای موثر در میزان دمای متوسط اتاق مدل، مسئله برای حالت‌های مختلف تحلیل و دمای میانگین اتاق محاسبه می‌شود. در ادامه از شبکه عصبی دو لایه استفاده شده است جهت آموزش شبکه عصبی از داده‌های بدست آمده از فلوئنت برای پارامترهای مختلف متغیر استفاده شده است بردار ورودی شبکه عصبی، با توجه به مشخصات اتاق و پارامترهای ورودی و شرایط موثر در میزان انرژی مصرفی و بردار هدف با توجه به نتایج بدست آمده از فلوئنت تشکیل شده و سپس از جعبه ابزار شبکه عصبی نرم افزار Matlab [۱] جهت طراحی و شبیه سازی شبکه عصبی دو لایه استفاده می‌شود. پس از آموزش شبکه، دیگر نیازی به حل مسئله نیست و برای تخمین آن از شبکه عصبی استفاده می‌شود بدین ترتیب حجم عملیات کامپیوتری بنحوی چشم گیری کاهش می‌یابد. از آنجا که مدت زمان آموزش شبکه و زمان امتحان آن نیز محاسبه می‌گردد نتایج بخوبی بیانگر توانایی شبکه عصبی در تحلیل مسئله می‌باشد.

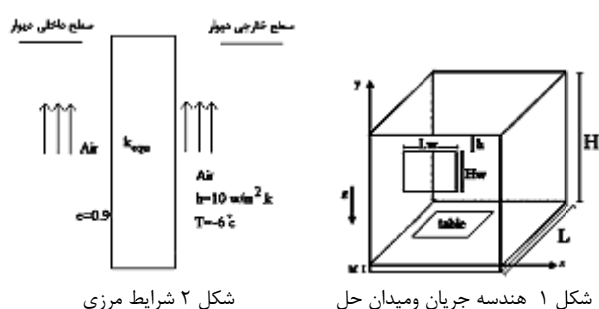
مشخصات محل مورد نظر

هندسه جریان و شرایط مرزی حاکم بر مساله در شکل های (۱) و (۲) نشان داده شده است. فرض شده است که این اتاق از تمام جهات با هوای بیرون با

دمای ۶- درجه و ضریب انتقال حرارت جابجایی ۱۰ در تماس و از کف نیز به زمین متصل باشد. ابعاد و مشخصات داده شده در شکل (۲) عبارتند از: $HW=0.5-1.2m$, $DT=0.1-1.2m$, $hf=0.04-0.07m$, $L=3m$, $H=2.8m$, $h=0.3m$, $LW=0.5-1.25m$

سایر فرضیات عبارتند از:

میزان جنس چوب و به طول و عرض و ضخامت به ترتیب، ۱، ۰/۵ و ۰/۱ متر، دمای آب لوله‌های کف که بین ۳۵ تا ۵۵ درجه سانتیگراد متغیر می‌باشد. ضریب انبساط حرارتی هوا، $\beta=0.00365$ ($1/K$)، لزجت هوا $\mu=1.7894 \times 10^{-5}$ (J/kgK)، گرمای ویژه هوا $c_p=1006.43$ (J/kgK) و ضریب پخش حرارتی هوا $\alpha=3 \times 10^{-5}$ ($1/m$) قابلیت جذب هوا $a=0.1-0.4$ ، ضریب صدور دیواره‌ها $\epsilon=0.7-1$ و نحوه قرار گرفتن لوله‌ها (آرایش لوله‌ها) با توجه به ابعاد مدل به گونه‌ای است که حرارت انتقالی به صورت یکنواخت باشد. لازم به ذکر است که از شیشه پنجره تشعشع عبور نمی‌کند، زیرا برای تابش‌هایی در محدوده طول موجهای بین ۰ تا ۴ μm شیشه به صورت یک محیط شفاف و در طول موجهای بیشتر از آن به صورت جسم کدر عمل می‌کند. در مواردی که از سیستم‌های گرمایش کفی استفاده می‌شود، طول موج تقریباً $\lambda=9.5 \mu m$ است پس شیشه به صورت جسم کدر عمل می‌کند. برای رعایت شرایط آسایش انسان، در مدل مورد بررسی دیوارها، سقف و کف را عایق کاری شده و پنجره نیز دو جداره می‌شود.

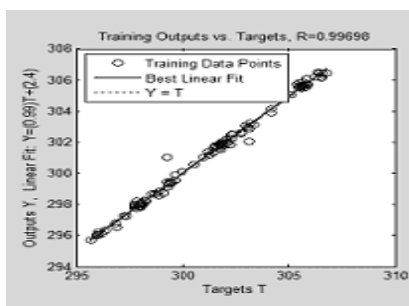


شکل ۱ هندسه جریان و میدان حل

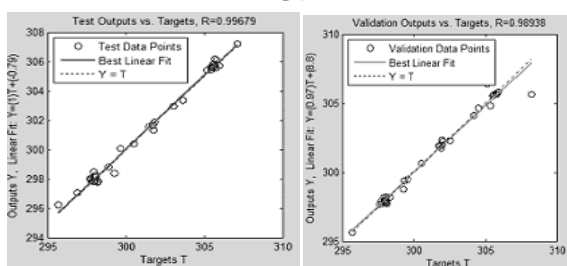
شکل ۲ شرایط مرزی

داده‌های ورودی و خروجی شبکه

داده‌های ورودی به شبکه از تغییر پارامترهای، ابعاد پنجره، فاصله لوله‌ها از کف، ضریب صدور دیواره‌ها، ضریب جذب هوا، دمای آب ورودی به لوله‌ها و فاصله جسم موجود در اتاق از کف در اتاق (برای ۳۰۰ حالت مختلف مساله حل شده است) بدست می‌آیند و خروجی شبکه از نتایج حاصل از تحلیل این ۳۰۰ حالت مختلف توسط نرم افزار فلوئنت بدست آمده که بعنوان تابع هدف انتخاب می‌شوند. پس از آموزش، حالت‌های جدید که در مجموعه آموزشی نبوده به شبکه داده شده و دمای متوسط اتاق با شبکه محاسبه می‌گردد. برای مقایسه، نتیجه بدست آمده از شبکه عصبی با مقدار واقعی



الف



ب

ج

شکل ۵- نمودارهای نشان دهنده دقت شبکه عصبی ساخته شده.
الف) داده های آموزشی ب) داده های validation ج) داده های testing

نتیجه گیری

در این مقاله از شبکه عصبی دولایه به عنوان روشی جایگزین برای محاسبه دمای متوسط اتاق دارای سیستم گرمایش از کف استفاده شده است. با دقت در نتایج بدست آمده، مشاهده می شود که خطای شبکه قابل قبول بوده و سرعت و توانایی یادگیری و همچنین کارایی آن بسیار بالا است. از دیگر مزایای این روش کم کردن حجم و زمان انجام محاسبات است.

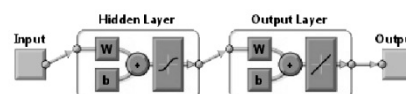
مراجع

- [1]- Demuth, H., Beale, M., Hagan, M., "Neural network toolbox for use with Matlab", the Math Works, Inc., 2006.
- [2] D. Richard and K. Watson, "Chapman; Radiant heating and cooling handbook" McGraw-Hill, New York, 2001.
- [3] حیدری، علی، "شبکه عصبی مصنوعی (تئوری و کاربرد با مطلب)"، ناظران یکتا، 1387.

آن، دمای متوسط اتاق برای کلیه حالت های جدید توسط فلوئنت نیز محاسبه می شود.

ساختار شبکه

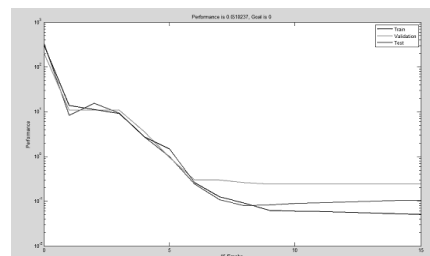
نمایی کلی از شبکه عصبی مصنوعی مورد استفاده در این مقاله به صورت شکل (۳) می باشد بر این اساس با استفاده از جعبه ابزار شبکه عصبی در نرم افزار matlab شبکه عصبی با دو لایه شامل لایه پنهان با ۲۰ نرون عصبی و تابع تصمیم گیری دلخواه و لایه خروجی با یک نرون عصبی و تابع تصمیم گیری خطی، با شش ورودی و یک خروجی ایجاد شده است.



شکل ۳- نمایی از شبکه عصبی ساخته شده

آموزش شبکه

منظور از آموزش شبکه عصبی تنظیم پارامترهای آزاد شبکه برای دریافت پاسخ مطلوب از آن است. معیار توقف آموزش شبکه در نرم افزار matlab بر اساس تعداد تکرارها (اپوک) و جذر میانگین مربع خطاها در نظر گرفته می شود [۳]. نمودار نمودار نحوه همگرایی شبکه به پاسخ در این تحقیق در شکل (۴) نشان داده شده است.



شکل ۴- نمودار نحوه همگرایی شبکه به پاسخ

بررسی یادگیری ودقت شبکه عصبی مصنوعی

پس از پایان مرحله آموزش شبکه می توان دقت شبکه را با توجه شکل (۵) مورد بررسی قرار داد. محور افقی مقادیر ایده آل و محور عمودی، خروجی شبکه را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود مقادیر تقریباً بر هم منطبق اند که نشان دهنده دقت بالای شبکه ایجاد شده است.

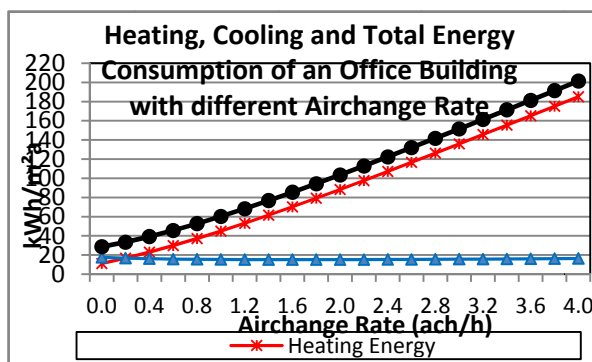


اثر تعویض هوا بر مصرف انرژی ساختمان‌ها

فرشاد نصراللهی^۱

^۱ دکتری مهندسی معماری تخصص انرژی، دانشگاه صنعتی برلین، farshad.nasrollahi@tu-berlin.de

متفاوت تعویض هوا نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که رفتار انرژی سرمایشی نسبت به میزان تعویض هوا، با رفتار انرژی گرمایشی ساختمان، کاملاً متفاوت بوده و نیز اثر تعویض هوا بر مصرف انرژی سرمایشی در مقایسه با انرژی گرمایشی بسیار اندک می‌باشد.



نمودار ۱: میزان مصرف انرژی گرمایشی، سرمایشی و کل انرژی یک ساختمان اداری با میزان متفاوت تعویض هوا در شهر هشتگرد

بر اساس این نمودار، افزایش نرخ تعویض هوا، میزان انرژی گرمایشی ساختمان را افزایش می‌دهد. میزان افزایش انرژی گرمایشی ساختمان با افزایش نرخ تعویض هوا، بسیار زیاد بوده و رفتاری تقریباً خطی دارد. این میزان افزایش بقدری زیاد است که می‌توان، میزان تعویض هوا را در میان تمامی فاکتورهای ساختمانی و معماری، مهمترین فاکتور اثرگذار بر میزان مصرف انرژی ساختمان‌ها دانست. به عنوان مثال، مصرف انرژی گرمایشی این ساختمان اداری با ۴ بار تعویض هوا بر ساعت، ۸، ۱۱ و ۶/۲ برابر زمانی است که میزان تعویض هوا به ترتیب ۰/۲، ۰/۴ و ۰/۶ بار تعویض در ساعت می‌باشد. بواسطه تاثیر بسیار زیاد تعویض هوا بر میزان انرژی گرمایشی ساختمان در مقایسه با انرژی سرمایشی، اثر میزان تعویض هوا بر مجموع انرژی گرمایشی و سرمایشی ساختمان بسیار زیاد و تقریباً اثری خطی است. میزان کل انرژی مصرفی ساختمان اداری مدل‌سازی شده با ۴ بار تعویض هوا بر ساعت ۶، ۵/۱ و ۴/۴ برابر کل مصرف انرژی همین ساختمان به ترتیب با ۰/۲، ۰/۴ و ۰/۶ بار تعویض هوا در ساعت است.

نمودار شماره ۲ همچنین میزان مصرف انرژی سرمایشی این ساختمان را با میزان متفاوت تعویض هوا و رفتار افزایشی و کاهشی مصرف انرژی سرمایشی ساختمان را در ارتباط با میزان تعویض هوا نشان می‌دهد. بر اساس این نمودار، افزایش میزان تعویض هوا از ۰/۲ تا ۱/۶ بار تعویض در ساعت، میزان مصرف انرژی سرمایشی را کاهش می‌دهد. میزان کاهش انرژی سرمایشی با تغییر نرخ تعویض هوا از ۰/۲ تا ۱/۶، اندک و برای این ساختمان، برابر با ۱/۵۸ کیلووات ساعت بر مترمربع در سال می‌باشد. افزایش

چکیده

بررسی میزان اثر تعویض ناخواسته هوا بر مصرف انرژی ساختمان‌های مسکونی و اداری با استفاده از مدل‌سازی دینامیک انرژی نشان می‌دهد که تعویض هوا، مصرف انرژی ساختمان‌ها را بشدت افزایش می‌دهد. لذا میزان تعویض هوا از طریق نشت بایستی به کمترین میزان ممکن کاهش یابد. در این‌گونه ساختمان‌ها، برای تامین هوای تازه مورد نیاز ساکنین، بایستی از یک سیستم تهویه مکانیکی و برای جلوگیری از اتلاف انرژی از طریق تعویض هوا در سیستم تهویه مکانیکی، بایستی از یک مبدل حرارتی هوا به هوا برای بازیافت انرژی و پیش گرمایش و پیش سرمایش هوای تازه ورودی به ساختمان استفاده گردد. کلمات کلیدی: نرخ تعویض هوا، مصرف انرژی، سیستم تهویه مکانیکی، مبدل حرارتی هوا به هوا

مقدمه

ساختمان‌های مسکونی و تجاری در ایران بیش از ۴۰ درصد از کل انرژی مصرفی کشور را به خود اختصاص می‌دهند، که بیش از ۹۸/۸٪ از این انرژی از انرژی‌های فسیلی تامین می‌گردد [۱]. از این رو کاهش مصرف انرژی ساختمان‌ها می‌تواند کل انرژی مصرفی کشور را کاهش دهد. عوامل ساختمانی و معماری متعددی بر میزان مصرف انرژی ساختمان‌ها اثرگذارند. از میان عوامل ساختمانی موثر بر مصرف انرژی ساختمان‌ها، نرخ تعویض هوا از طریق نشت، یکی از مهمترین و موثرترین عوامل موثر بر مصرف انرژی است.

این مقاله به بررسی میزان اثرگذاری تعویض ناخواسته هوا بر میزان مصرف انرژی سرمایشی و گرمایشی ساختمان و راه‌های کاهش مصرف انرژی مرتبط به تعویض هوا می‌پردازد. برای انجام این تحقیق و محاسبه دقیق میزان مصرف انرژی ساختمان‌ها با میزان متفاوت تعویض هوا، از مدل‌سازی دینامیک انرژی و داده‌های ساعتی اقلیمی استفاده شده است. همچنین برای کنترل صحت و افزایش دقت کار، میزان اثرگذاری تعویض هوا در دو نوع ساختمان با کاربری و مدت زمان استفاده کاملاً متفاوت (ساختمان‌های مسکونی با استفاده مداوم و ساختمان‌های اداری با استفاده غیرمداوم و کوتاه مدت) و در اقلیم دو شهر تهران و هشتگرد بررسی شده است.

اثر تعویض هوا بر مصرف انرژی ساختمان‌ها

برای بررسی میزان اثر تعویض هوا بر میزان مصرف انرژی ساختمان‌ها، ۲۰ ساختمان اداری در اقلیم شهر هشتگرد با شرایط کاملاً مشابه و میزان متفاوت تعویض هوا در ساعت، با یک نرم افزار دینامیک مدل‌سازی انرژی، شبیه سازی شده‌اند. نمودار شماره ۱ میزان مصرف انرژی گرمایشی، سرمایشی و مجموع انرژی سرمایشی و گرمایشی این ساختمان را با میزان



ساختمان‌ها می‌گردد. لذا برای تامین هوای تازه برای ساکنین ساختمان‌ها، به یک سیستم تهویه مکانیکی نیاز است. این سیستم تهویه می‌تواند هوای آلوده را از فضاهایی که آلودگی بیشتری دارند، همچون دستشویی، حمام و آشپزخانه خارج نماید و هوای تازه را به فضاهای مسکونی، همانند اتاق‌های نشیمن و خواب وارد نماید. استفاده از یک سیستم تهویه مکانیکی می‌تواند هوای تازه مورد نیاز ساکنین را با اندازه بهینه و در فضاهای مورد نیاز تامین کند. تعویض هوا حتی از طریق سیستم تهویه مکانیکی باعث جایگزینی هوای گرم اتاق با هوای سرد بیرون (در زمستان) شده و این خود باعث می‌گردد که برای افزایش دمای هوای سرد بیرون تا مرز دمای هوای اتاق (دمای آسایش) انرژی مصرف شده و مصرف انرژی گرمایشی افزایش یابد. این امر همچنین برای فصل تابستان و افزایش انرژی سرمایشی صادق است، هرچند میزان انرژی سرمایشی مورد نیاز در مقایسه با انرژی گرمایشی به مراتب کمتر خواهد بود.

وجود یک سیستم تهویه مکانیکی این امکان را ایجاد می‌نماید که از گرمای هوای خروجی از ساختمان، برای پیش گرمایش هوای سرد ورودی در زمستان استفاده نمود. انجام این امر همچنین در تابستان برای پیش گرمایش هوای گرم ورودی به ساختمان ممکن است. بازیافت انرژی از هوای خروجی از سیستم تهویه و استفاده از آن برای پیش گرمایش و پیش سرمایش هوای تازه ورودی به ساختمان، با استفاده از مبدل‌های حرارتی هوا به هوا امکان پذیر می‌باشد (شکل ۱).

امروزه مبدل‌های هوا به هوایی وجود دارد که بازدهی بین ۸۵ تا ۹۵٪ دارند. این مبدل‌ها که غالباً در خانه‌های غیرفعال استفاده می‌گردند، قابلیت بازیافت انرژی حرارتی هوای خروجی را تا حد ۹۵٪ دارند و استفاده از اینگونه مبدل‌های حرارتی در سیستم تهویه مکانیکی ساختمان باعث می‌گردد، نه تنها میزان مصرف انرژی از طریق تعویض اجباری و عمدی هوا (از طریق درزها و سیستم تهویه مکانیکی) بشدت کاهش یابد، بلکه هوای تازه مورد نیاز ساکنین را نیز تامین می‌نماید.

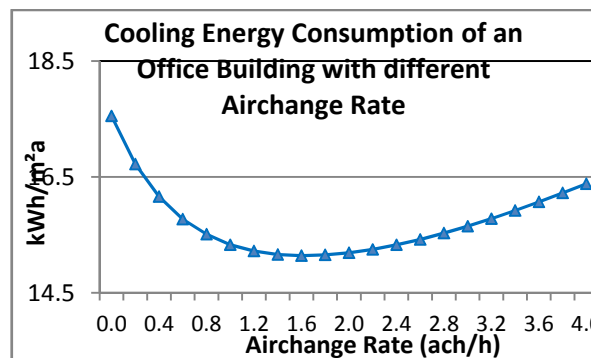


شکل ۱: مبدل حرارتی هوا به هوا

مراجع

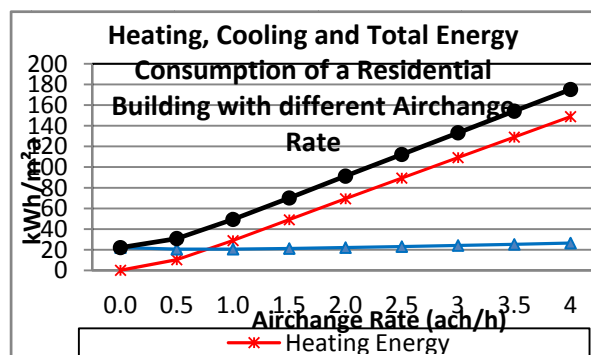
- 1- Energy Information Administration, 2008, "Country Analysis Briefs – Iran", www.eia.doe.gov/cabs/Iran/pdf.pdf.

تعویض هوا از ۱/۶ تا ۴ بار تعویض هوا در ساعت، میزان مصرف انرژی سرمایشی را افزایش می‌دهد.



نمودار ۲: میزان مصرف انرژی سرمایشی یک ساختمان اداری با میزان متفاوت تعویض هوا در شهر هشتگرد

نمودار زیر همچنین مصرف انرژی سرمایشی، گرمایشی و کل انرژی مصرفی یک ساختمان مسکونی در اقلیم شهر تهران با میزان متفاوت تعویض هوا در یک ساعت، که بصورت ساعتی مدل سازی شده اند، را نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که ساختمان‌های مسکونی نیز رفتاری مشابه با ساختمان‌های اداری، نسبت به افزایش میزان انرژی مصرفی ساختمان با افزایش میزان تعویض هوا از خود نشان می‌دهند.



نمودار ۳: میزان مصرف انرژی گرمایشی، سرمایشی و کل انرژی یک ساختمان مسکونی با میزان متفاوت تعویض هوا در شهر تهران

نتیجه‌گیری

بررسی‌های انجام شده نشان می‌دهد که تعویض هوا به شدت میزان مصرف انرژی ساختمان‌ها را افزایش می‌دهد. میزان زیاد تعویض هوا همچنین میزان آسایش حرارتی افراد را، به علت امکان ایجاد جریان هوای سرد در داخل فضاها، کاهش می‌دهد. بدلیل اثر افزایشی میزان تعویض هوا بر انرژی مصرفی ساختمان‌ها، برای کاهش مصرف انرژی و بویژه انرژی گرمایشی ساختمان‌ها، میزان تعویض هوا را بایستی در ساختمان به حداقل میزان ممکن کاهش داد. کاهش تعویض هوا از یک میزان مشخصی باعث می‌گردد که هوای تازه مورد نیاز ساکنین تامین نگردد. تامین هوای تازه مورد نیاز ساکنین، با راه‌هایی از قبیل بازکردن در و پنجره‌ها نه تنها بطور یکنواخت ممکن نیست، بلکه این امر خود باعث اتلاف انرژی و افزایش مصرف انرژی



بررسی تاثیر تغییر ساعت در شش ماهه اول سال بر روی بار حرارتی یک ساختمان

داود ملک محمدی^۱، داود جلالی وحید^۲^۱مربی، دانشگاه آزاد اسلامی بروجن؛ d.malek.m@gmail.com^۲دانشیار، دانشگاه صنعتی سهند؛ davoudjalali@sut.ac.ir

چکیده

تغییر ساعت در شش ماهه اول سال در اکثر نقاط دنیا اجرا می‌شود. هدف از این کار صرفه جویی در مصرف انرژی اعلام شده است. در این مطالعه تاثیر این کار بر روی بار برودتی (سرمایش) ساختمان در سه نقطه از کشور (تهران، تبریز و آبادان) مورد بررسی قرار گرفته است و پیک بار برودتی (سرمایش) تابستانی برای یک ساختمان نمونه در ماه جولای (مرداد) برای دو حالت تغییر ساعت و عدم تغییر ساعت بدست آمده است. همچنین تاثیر تغییر جهت ساختمان برای ۴ حالت بررسی و مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: بار برودتی ساختمان-نرم افزار HAP

مقدمه

بسیاری از کشورها برای بهینه‌سازی مصرف انرژی، در فصل بهار و تابستان ساعت کشورشان را معمولاً یک ساعت به جلو می‌کشند، تا ساعات بیشتری از روز با ساعات کاری هم‌خوانی داشته باشد، و در ساعات کم‌تری از روز، نیاز به مصرف انرژی برای تامین روشنایی وجود داشته باشد. این روند را در انگلیسی daylight saving می‌نامند که به معنای انداختن یا ذخیره کردن روشنایی روز است [۱]. بر اساس نتایج تحقیقات وزارت انرژی آمریکا صرفه‌جویی در مصرف انرژی الکتریکی سالیانه این کشور ناشی از اعمال تغییر ساعت، یک ترا وات ساعت می‌باشد درحالی‌که مصرف انرژی الکتریکی سالیانه این کشور ۳۵۴۸ تراوات ساعت در سال ۲۰۰۴ بوده است. قابلیت صرفه جویی کلی در حدود ۷-۲۶ تریلیون بی‌تی‌یو (TBtu) یعنی در حدود ۰.۰۱ تا ۰.۰۳ درصد مصرف انرژی سالیانه کشور آمریکا می‌باشد [۲]. تحقیقات نشان می‌دهد ۴۵ درصد مصرف انرژی یک ساختمان اداری صرف سرمایش و ۲۲ درصد صرف روشنایی آن می‌شود [۳]. در این مطالعه، توجه روی بار حرارتی یک ساختمان برای سرمایش آن در فصل تابستان شده است.

اتلافات حرارتی و برودتی یک ساختمان از سه راه عمده هدایت و تابش از مرزها و نفوذ هوا از منافذ ساختمان صورت می‌پذیرد. همچنین وسایل مختلف در حین کار خود و انسانهای درون ساختمان حرارت محسوس و نهان به بار برودتی ساختمان می‌افزایند. هدایت و تابش به صورت زیر فرمول بندی می‌شوند [۴].

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{surface}} &= \dot{Q}_{\text{conv+rad}} + \dot{Q}_{\text{solar}} - \dot{Q}_{\text{radiation correction}} \\ &= h_o A (T_{\text{ambient}} - T_{\text{surface}}) + \alpha_s A \dot{Q}_{\text{solar}} \\ &\quad - \varepsilon A \sigma (T_{\text{ambient}}^4 - T_{\text{sur}}^4) \\ &= h_o A (T_{\text{sol-air}} - T_{\text{surface}})\end{aligned}\quad (1)$$

α_s ضریب جذب خورشید، ε ضریب نشر سطح، h_o ضریب انتقال حرارت ترکیبی جابجایی و تشعشع و $\dot{Q}_{\text{solar}}$ تابش خورشیدی رسیده شده به سطوح بر حسب $\frac{W}{m^2}$ است و $T_{\text{sol-air}}$ به صورت زیر تعریف می‌شود [۴].

$$T_{\text{sol-air}} = T_{\text{ambient}} + \frac{\alpha_s \dot{Q}_{\text{solar}}}{h_o} - \frac{\varepsilon \sigma (T_{\text{ambient}}^4 - T_{\text{sur}}^4)}{h_o} \quad (2)$$

به طور کلی اغلب مقدار انتقال حرارت از یک دیواره را با فرمول زیر بیان می‌کنند

$$\dot{Q} = UA(T_i - T_o) \quad (3)$$

که T_i, T_o به ترتیب دماهای هوای خارج و داخل ساختمان A سطح حرارتی و U ضریب انتقال حرارت کلی است. [۴]

مقدار حرارت دفع شده از انسان بسته شرایط فعالیت وی بین ۱۰۰ تا ۵۰۰ وات متغیر است. بخشی از آن به صورت محسوس و بخشی نهان است. ۳۰ درصد حرارت محسوس دفعی به صورت جابه جایی و مابقی به صورت تشعشع دفع می‌شود. چراغها ۷ درصد مصرف انرژی کل ساختمانهای مسکونی و ۲۵ درصد مصرف ساختمان‌های تجاری را تشکیل می‌دهند. بنابراین چراغها قسمت عمده‌ای از بار برودتی ساختمان را به خود اختصاص می‌دهند. فضاهاى ادارى غالبا پر نور بوده و مصرف انرژی لامپ‌های ساختمان ادارى بر حسب سطح کف حدود $30-20 \frac{W}{m^2}$ است. سایر دستگاه‌هایی که برای تبدیل انرژی در ساختمان به کار می‌روند نیز تولید بار حرارتی می‌کنند که مقدار آن بسته به نوع و کاربرد در کتب مرجع ارایه شده است [۴].

پنجره‌ها در یک ساختمان حدود یک سوم تلفات حرارتی کل در زمستان را به خود اختصاص می‌دهند. همچنین در بار برودتی ساختمان نیز با جذب انرژی خورشیدی نقش به سزایی دارند. بخش عمده نفوذ هوا نیز از درز پنجره‌ها رخ می‌دهد.

شرح انجام کار

برای انجام این مطالعه یک ساختمان نمونه با مساحت ۱۲۲ مترمربع و کاربری اداری- ساعت ۸ تا ۱۶ - در نظر گرفته شد. در این ساختمان ۴ اتاق و یک آشپزخانه وجود دارد و در مجموع تعداد ۵ پنجره و ۱ درب در ساختمان در نظر گرفته شده است. مشخصات اجزاء ساختمان به شرح زیر است.

دیوارها: دارای ارتفاع ۳ متر، ضریب جذب ۰.۹ و ضریب کلی انتقال حرارت

$$1.279 \frac{W}{m^2} - K$$

سقف: افقی، دارای ضریب جذب ۰.۹ و ضریب کلی انتقال حرارت

$$0.663 \frac{W}{m^2} - K$$



شکل ۱ مقایسه سرمایش برای یک روز در جولای برای تهران سمت راست بدون تغییر ساعت سمت چپ با تغییر ساعت

این بررسی برای سه حالت دیگر یعنی چرخش ساختمان به مقدار ۹۰ و ۱۸۰ و ۲۷۰ درجه در جهت ساعتگرد تکرار شد. مقایسه ۴ حالت و مقدار ماکزیمم و مینیمم این نتایج در جدول ۲ آورده شده است. مقدار ماکزیمم اختلاف بار برودتی برای حالت W درجه و مینیمم مقدار برای حالت S درجه رخ می‌دهد. به نظر می‌رسد دلیل اینکه در حالت W سطح بسیار زیادی از ساختمان در معرض تابش نور خورشید قرار می‌گیرد بار برودتی ماکزیمم می‌شود. همچنین در حالت S چون کمترین سطح ساختمان در معرض تابش نور خورشید قرار می‌گیرد بار برودتی مینیمم می‌شود.

جدول ۲: مقایسه باربرودتی ساختمان برای جهت‌های مختلف

میزان چرخش	تفاوت بار برودتی W				max	min
	N	E	S	W	W	S
تهران	۳۰۱	۳۴۶	۱۴۷	۳۹۴	۳۹۴	۱۴۷
تبریز	۳۷۴	۳۰۶	۳۰۴	۴۷۱	۴۷۱	۳۰۴
آبادان	۳۳۶	۳۰۶	۲۵۳	۴۱۸	۴۱۸	۲۵۳

فهرست علائم

h_o	ضریب انتقال حرارت
A	سطح حرارتی
U	ضریب انتقال حرارت کلی
علائم یونانی	
α_s	ضریب جذب خورشید
ϵ	ضریب نشر سطح
زیر نویس‌ها	

منابع:

1. <http://www.wikipedia.org/>
2. Potential Energy-Saving Impacts of Extending Daylight Saving Time: A National Assessment October 2006 U.S. Department of Energy: Energy Efficiency and Renewable Energy
3. www.sdge.com
4. گرمایش و سرمایش ساختمان - یونس سنجل - ISBN 964-06-7828-7
5. Hand book of Heating Refrigeration and Air-Conditioning (ASHRAE) 1993
6. سایت سازمان هواشناسی جمهوری اسلامی ایران <http://www.weather.ir>

درب: از جنس چوب، مساحت $2m^2$ و ضریب کلی انتقال حرارت $0.7W/m^2 - K$

پنجره ها: آلومینیوم، بدون ترمال بریک و سایبان، دارای ابعاد 1.5×1.0 ، دارای شیشه دوجداره با فاصله هوایی $6mm$ با ضریب عبور 0.841 و ضریب جذب 0.081 و ضریب کلی انتقال حرارت $0.7W/m^2 - K$

تعداد افراد داخل این ساختمان برای هر اتاق دو نفر در نظر گرفته شده و مقدار انرژی ناشی از لامپها طبق استاندارد برابر $20W/m^2$ در نظر گرفته شده است [۵].

اطلاعات آب و هوایی مربوط به هر شهر از سایت سازمان هواشناسی کشور و هندبوک ASHRAE اخذ شد. تحلیل اتلافات برودتی در شش ماه اول سال برای این ساختمان در سه شهر تهران، تبریز و آبادان توسط نرم افزار HAP (Hourly Analysis Program) ویراش ۴ از شرکت Carrier انجام شد. مشخصات مختلف آب و هوایی و جنس اجزا ساختمان به عنوان داده‌های ورودی به نرم افزار داده شد و مقدار بار برودتی و توزیع آن به عنوان خروجی از آن گرفته شد که در ادامه قابل مشاهده هستند.

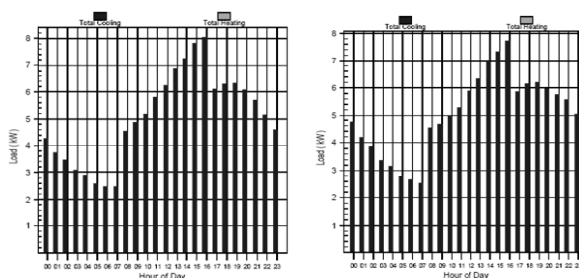
نتایج و بحث

در جدول ۱ مقدار پیک بار برودتی ساختمان که مبنای طراحی سیستم برودتی است به صورت گرمای محسوس و نهان برای هر حالت نشان داده شده است.

جدول ۱: مقایسه باربرودتی ساختمان برای دو حالت

تفاوت باربرودتی محسوس W	باربرودتی با تغییر ساعت		باربرودتی بدون تغییر ساعت		تهران
	W نهان	محسوس W	W نهان	محسوس W	
۳۰۱	۱۱۹۳	۶۵۳۱	۱۲۱۲	۶۸۳۲	تهران
۳۷۴	۵۸	۵۲۰۰	۱۰۷	۵۵۷۴	تبریز
۳۳۶	۱۷۲۸	۸۶۹۸	۱۷۴۸	۹۰۳۴	آبادان

با توجه به محاسبات انجام شده و نتایج ارائه شده در جدول ۱ مشاهده می‌شود که پیک بار برودتی (سرمایش) ساختمان با تغییر ساعت، تقریباً ۳۰۰ وات کم می‌شود. همچنین با توجه به گرافهای رسم شده در شکل ۱ برای دو حالت مذکور برای شهرهای موردنظر مشاهده میشود که در ساعت ۱۶ بیشترین سرمایش مورد نیاز است که در حالت تغییر ساعت این مقدار کاهش قابل ملاحظه‌ای می‌کند. این مقدار برای تبریز و آبادان بیشتر است.





بررسی و مقایسه مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان با قوانین، مقررات و استانداردهای کشورهای پیشرو در زمینه صرفه جویی مصرف انرژی در ساختمان و ارائه راهکارهای موثر جهت کاربردی نمودن آن

فرزاد رحیمی موگویی

دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی صنایع (مدیریت سیستم بهره‌وری)، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، Rahimi.Farzad@aut.ac.ir

چکیده

این مقاله به بررسی و مقایسه قوانین تنظیم شده در کشورهای پیشرو در زمینه صرفه جویی مصرف انرژی در ساختمان، با مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان کشور می‌پردازد. در این راستا، ابتدا مروری اجمالی بر مبحث ۱۹ انجام شده و سپس به بررسی و مقایسه بین اجزاء عناوین و شاخص‌های مختلف قوانین انرژی ساختمان در کشورهای استرالیا، آمریکا، انگلیس، کانادا، نیوزلند، هنگ کنگ و مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان پرداخته شده است. خروجی این مطالعه می‌تواند در شناخت نقاط قوت قوانین تنظیمی در این کشورها و بررسی آن‌ها با توجه به شرایط و قوانین داخلی کشور، جهت استفاده و یا تکمیل چهارچوب‌های قوانین صرفه جویی در مصرف انرژی در بخش ساختمان، مورد استفاده قرار گیرد.

کلمات کلیدی: مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان، استاندارد انرژی ساختمان، مدیریت انرژی، Energy Management, Building Energy Code

مقدمه

مصرف انرژی در بخش‌های مختلف اقتصادی کشور در سال‌های گذشته، روندی رو به رشد داشته است. سرانه مصرف نهایی انرژی کشور در سال‌های ۱۳۸۲ تا ۱۳۸۶ به ترتیب ۱۰.۷۶، ۱۱.۳۹، ۱۲.۱۳، ۱۳.۰۱ و ۱۳.۶۳ بشکه معادل نفت خام بوده است. نرخ رشد سرانه مصرف نهایی انرژی در سال ۱۳۸۲ به حدود ۳.۲ درصد محدود شده بود ولی در سال‌های ۱۳۸۳، ۱۳۸۴ و ۱۳۸۵ این نرخ به شدت افزایش یافته و به ترتیب به اعداد ۵.۹، ۶.۵ و ۷.۳ درصد رسیده است [۱]. همچنین ارقام یارانه‌ای که به صورت پنهان و آشکار در ۴ سال اخیر به این بخش تعلق گرفته است گویای نیاز توجه بیشتر به مصرف این فراورده‌ها است (جدول ۱).

جدول ۱: میزان یارانه پرداختی به حامل‌های انرژی (آشکار و پنهان)

در سالهای ۱۳۸۴ لغایت ۱۳۸۷	
سال	میزان پرداخت یارانه
۱۳۸۴	۳۰.۳۲ میلیارد دلار
۱۳۸۵	۳۷.۵۵ میلیارد دلار
۱۳۸۶	۷۵.۳۳ میلیارد دلار
۱۳۸۷	۸۸.۶۷ میلیارد دلار
جمع ۴ سال	۲۲۱ میلیارد دلار

برگرفته از ترازنامه انرژی سال ۱۳۸۷ شورای معاونین وزارت نفت

در این بین، کل مصرف انرژی بخش خانگی، تجاری و عمومی در سال ۱۳۸۶ معادل ۴۳۴.۹ میلیون بشکه نفت خام بوده است که نزدیک به ۴۴.۶ درصد از کل مصرف نهایی انرژی را تشکیل می‌دهد. عمده‌ترین حامل‌های انرژی مصرفی در این بخش، گاز طبیعی و برق با میزان مصرفی به ترتیب برابر ۲۸۹.۰ و ۵۰.۱ میلیون بشکه معادل نفت خام بوده است [۱].

با توجه به سهم بالای مصرف انرژی در بخش ساختمان و شرایط جدید کشور و موضوع هدفمند کردن یارانه‌ها و نیز امکانات جدید صنعتی به وجود آمده و پیشرفت جهانی دانش فنی، اتخاذ سیاست‌ها و برنامه ریزی بلندمدت جهت کاهش مصرف انرژی در این بخش را ضروری می‌سازد. مهم‌ترین هدف طرح بهینه‌سازی مصرف انرژی در بخش ساختمان، پیگیری و اجرای مبحث ۱۹ مقررات ملی در ساختمان‌های موجود و در دست احداث می‌باشد.

مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان: صرفه جویی انرژی

مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان در سال ۱۳۷۰ به تصویب هیات وزیران رسید و اجرای آن در ساختمان‌های کشور الزامی شد. این مبحث چندین بار بازنگری شده که آخرین آن در سال ۱۳۸۱ بوده و پس از بازنگری به تمامی ارگان‌های کشوری ابلاغ شده است [۲].

در حال حاضر اجرای مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان برای تمامی ساختمان‌های دولتی اجباری است و اجرای آن برای تمامی ساختمان‌های بخش خصوصی واقع در تهران و شهرهای تابعه از سال ۱۳۸۴ اجباری گردیده است. از آن جایی که رعایت ضوابط و مقررات موضوع این مبحث، مستلزم به کارگیری محصولاتی از قبیل عایق، شیشه دو جداره و پروفیل‌های مخصوص می‌باشد، برنامه زمان بندی اعمال تدریجی مقررات مذکور متناسب با تأمین و تولید این محصولات در نظر گرفته شده است. همچنین در برنامه زمان بندی، اولویت با استان‌هایی است که مصرف انرژی در آن‌ها بیشتر می‌باشد (استان‌های سردسیر و گرمسیر). در مراحل بعد رعایت ضوابط به مابقی استان‌ها گسترش می‌یابد.

طرح مذکور با توجه به صرفه جویی در هزینه‌های بهره‌برداری و مصرف انرژی ساختمان سودآور خواهد بود. با مطالعه‌ای که بر روی ۱۰۰ ساختمان در کشور انجام شده است، مشاهده گردید که اجرای مبحث ۱۹، مصرف انرژی در ساختمان را ۳۰ تا ۴۰ درصد کاهش خواهد داد [۳]. اما این طرح به دلیل ذهنیت مردم مبنی بر این که اجرای مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان موجب افزایش هزینه‌های ساختمان می‌گردد، همچنان گام‌های ابتدایی خود را طی می‌نماید.

بررسی و مقایسه استانداردهای کشورهای منتخب با مبحث ۱۹

با توجه به بحران‌های انرژی به وجود آمده، به خصوص بحران نفتی سال ۱۹۷۱ و نیز توجه بیشتر دولت‌ها به مسائل زیست محیطی و کاستن از روند انتشار گازهای گلخانه‌ای و جلوگیری از تأثیرات مخرب آن بر تغییرات آب و هوا و ... و نیز با توجه به تعهد کشورهای متعهد به پیمان کیوتو، در سرتاسر جهان،

لازم به ذکر است درآمد نفتی دولت در ۴ سال گذشته نزدیک به جمع یارانه پرداختی در بخش انرژی بوده و بنا به گزارش آژانس بین‌المللی انرژی، ایران در سال ۲۰۰۷ در بین کشورهای غیرعضو سازمان توسعه همکاری اقتصادی (OECD) بیشترین یارانه را در بخش انرژی پرداخت کرده است [۱].



اکتسابی ساختمان در مبحث ۱۹ دیده نشده است که می‌بایست در بازبینی‌های آتی مورد توجه اساسی قرار گیرد.

- با توجه به اینکه در حال حاضر عاملین و دست اندرکاران بخش ساخت و ساز کشور از جنبه علمی این کار دریغ ورزیده و بیشتر از تجربیات خود استفاده می‌نمایند و همواره در تلاش برای ساخت و ساز ارزان تر می‌باشند، همواره تا زمانی که اجرای مبحث ۱۹ به صورت جدی از سوی متولیان امر، به خصوص سازمان نظام مهندسی کشور و شهرداری‌ها پیگیری نشود، بخش ساختمان از رسیدن به اهداف کاستن از مصرف خود باز خواهد ماند. در این راستا علاوه بر آموزش‌های لازم به عاملان مستقیم ساخت و ساز در کشور، می‌بایست قوانین و استانداردها نیز ملموس تر، راحت تر و عامیانه تر برای آن‌ها تدوین و آموزش داده شود تا فارغ از محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت و ... در پوسته ساختمان، عامل، با خیال آسوده از جنس استاندارد معرفی شده در قانون، آن را به کار گیرد.

- قیمت‌های پایین انرژی در داخل کشور، کم‌اهمیتی میزان مصرف انرژی برای مصرف‌کنندگان، عدم اطلاع کافی طراحان و مجریان ساختمانی، عدم نظارت لازم در اجرای ساختمان‌ها از سوی ارگان‌های مسئول و طولانی بودن زمان بازگشت سرمایه، از جمله موانع اجرای دقیق مقررات مذکور می‌باشد.
- اجرای دقیق و اثربخش مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان، در گرو عزم جدی و فعالیت بخش‌های زیادی از کشور (از صنعت تا دانشگاه) می‌باشد. وزارت صنایع و معادن می‌بایست در زمینه کمک به صنایع تولید انواع مصالح و تجهیزات ساختمانی صنعتی (از قبیل: عایق‌های حرارتی، پروفیل‌ها و شیشه‌های استاندارد برای درب و پنجره و انواع سیستم‌ها و تجهیزات استاندارد مکانیکی برقی)، سازمان نظام مهندسی کشور در زمینه ترویج و تعمیق علم و عمل همراه با نظارت اجرایی در این مبحث و وزارت علوم، تحقیقات و فناوری نیز در زمینه تبیین نیاز دانش فنی مربوط به انرژی در ساختمان و آموزش آن در دانشگاه‌ها به عنوان نیاز اصلی دانشجویان امروز (به خصوص رشته‌های مهندسی) و سازندگان فردا، گام‌های مؤثری را بردارند.

- برای اجرای مؤثرتر مبحث ۱۹، علاوه بر تکمیل نکات فنی، می‌بایست توجه کرد که مؤثرترین برنامه‌ها آن‌هایی هستند که از ترکیب چند رویکرد تشکیل می‌شوند: رویکرد الزام آور و نظارتی؛ مشوق‌ها؛ و رویکرد آموزش و آگاهی‌دادن به مصرف‌کننده.

تشکر و قدردانی

نگارنده بر خود می‌داند، از زحمات بی‌دریغ و راهنمایی‌های ارزشمند استاد گرامی جناب آقای دکتر داوود فدایی، تشکر و قدردانی نماید.

مراجع

- [۱] "ترازنامه انرژی سال ۱۳۸۶"، دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی وزارت نیرو: ۱۳۸۷.
- [۲] "مبحث ۱۹: صرفه جویی انرژی"، مقررات ملی ساختمان، وزارت مسکن و شهرسازی: ۱۳۸۷.
- [۳] "گزارش نهایی ممیزی انرژی ساختمان‌های عمومی و خاص"، مرکز تحقیقات ساختمان و مسکن: ۱۳۸۳.
- [4] Rima Fayaz, Behrouz M. Kari, "Comparison of energy conservation building codes of Iran, Turkey, Germany, China, ISO 9164 and EN 832", Applied Energy 86 (2009) 1949–1955

کشورهای زیادی از حدود ۳۰ سال پیش کم‌کم به فکر تدوین قوانین و استانداردهایی در جهت بهینه‌سازی مصرف انرژی در بخش‌های مختلف افتادند. با توجه به این که، چهارچوب کلی استانداردها و قوانین کشورهای مختلف در رابطه با صرفه جویی در مصرف انرژی در ساختمان، یکسان است و اکثر قوانین و استانداردها با مطالعه و بررسی استانداردهای سایر کشورهای پیشرو در این زمینه تدوین شده است، در رابطه با هریک از عناوین زیر، پس از بررسی قوانین و استانداردهای منتخب، به وضعیت مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان در رابطه با آن عنوان پرداخته شده است:

- ۱- اهداف و فلسفه‌ی تنظیم قوانین
- ۲- طبقه‌بندی و محدوده‌ی قوانین (دامنه کاربرد)
- ۳- ساختمان‌ها، بخش‌ها و تجهیزات معاف از قانون
- ۴- گستره مناطق جغرافیایی
- ۵- روش‌های مورد استفاده
- ۶- سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع
- ۷- روشنایی
- ۸- آسانسور
- ۹- دیگر تجهیزات
- ۱۰- استفاده از نرم افزارهای شبیه ساز
- ۱۱- اندازه گیری و نظارت بر تجهیزات

بحث بر روی نتایج و نتیجه گیری

- در مبحث ۱۹، در رابطه با اهداف و فلسفه تنظیم این قانون، به موارد کاهش مصرف و حفاظت از انرژی اشاره شده است ولی علیرغم این که سهم بخش خانگی، تجاری و عمومی کشور در انتشار گاز خطرناک دی اکسید کربن در سال ۱۳۸۶ برابر ۲۸.۹۱ درصد بوده [۱] (که سهم شایان توجه‌ای می‌باشد)، به طور برجسته در هیچ کجا اشاره‌ای به کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در اهداف این مبحث، نشده است.
- علیرغم آخرین بازبینی مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان در سال ۱۳۸۱ و اضافه کردن دو بخش تاسیسات مکانیکی و برقی (که تنها به روشنایی پرداخته شده است)، هنوز مطالب این دو بخش بسیار ناقص و مختصر می‌باشد و بسیاری از مواردی که در این مقاله و در دو بخش مذکور در بخش قبل نیز به آن‌ها اشاره شد، دیده نمی‌شود و در این دو زمینه می‌بایست موارد کامل تری ارائه شود. همچنین در رابطه با آسانسور‌ها، در مبحث ۱۹ سخنی به میان نیامده است، هرچند مبحث پانزدهم مقررات ملی ساختمان، در رابطه با آسانسورها و پله‌های برقی و الزامات مربوط به آن می‌باشد ولی مبحث پانزدهم جنبه فنی دارد و در آن ملاحظات مربوط به صرفه جویی در مصرف انرژی دیده نشده است.
- در مبحث ۱۹، علاوه بر تقسیم بندی تجهیزات ساختمان به دو دسته‌ی کلی سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع و همچنین روشنایی و تدوین الزاماتی در رابطه با آن‌ها، هیچ گونه الزامی برای دیگر تجهیزات به کار رفته در ساختمان از جمله موتورهای الکتریکی، پمپ‌ها، هیترها و ... که می‌تواند نقش تاثیر گذاری در مصرف انرژی ساختمان داشته باشد، وجود ندارد.
- در ایران حدود ۲۸۰۰ ساعت در سال تابش خورشید وجود دارد که محاسبات انجام شده نشان می‌دهد، مجموع بهره سالانه خورشید در شیشه‌های دوجداره یک ساختمان در شهر اردبیل برابر ۵۳۷ مگاژول و در شهر تهران برابر ۴۲۳.۲ مگاژول است [۴]. بنابراین سهم تابش خورشید در محاسبات گرمای ساختمان غیر قابل چشم پوشی است ولی این مهم در محاسبات گرمای



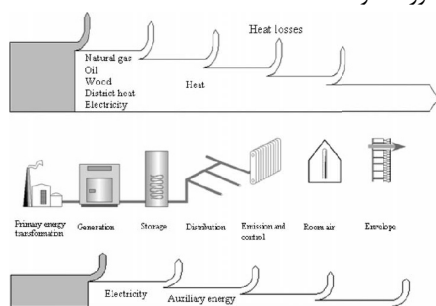
تحلیل انرژی و انرژی سیستم گرمایش ساختمان به منظور بهینه سازی مصرف انرژی

محسن فلاح

مریی، گروه مکانیک، دانشگاه تربیت معلم آذربایجان؛ mfallah@azaruniv.edu

تعیین نیاز انرژی در ساختمانها

محاسبه میزان تقاضای انرژی یک ساختمان نقش کلیدی در تحلیل دارد، چرا که آن مستقیماً به بار انرژی ساختمان مرتبط است. تمامی محاسبات مطابق با استاندارد اروپایی TSEN ISO 13789 انجام شده است که در مقاله کامل آورده خواهد شد.



شکل ۱ نمای شماتیک از کاربرد انرژی در تجهیزات تاسیساتی ساختمان [۱۵]

تحلیل های انرژی و انرژی سیستمها

با توجه به شکل ۱ در هر مرحله انتقال گرما در سیستمها، بدلیل وجود اختلاف دمای معین همواره برگشت ناپذیری و تولید آنتروپی وجود دارد. با انتخاب حجم کنترل‌های مناسب به عنوان سیستم، میزان دسترس پذیری و برگشت ناپذیری هر سیستم محاسبه می‌شود. انتخاب سیستمها به منظور انجام محاسبات به ترتیب سیستم پوششهای ساختمان، سیستم هوای اتاق، سیستم انتشار انرژی گرمایی، سیستم توزیع، سیستم ذخیره‌سازی، سیستم تولید کننده انرژی و سیستم تبدیل انرژی اولیه می‌باشد. بار انرژی مربوط به هر سیستم نیز به ترتیب از روابط (۱) تا (۶) بدست می‌آید [۱۵]، [۱۶].

$$\dot{E}x_{room} = F_{q,room} \times \dot{Q}_h = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_h \quad (1)$$

$$\dot{E}x_{heat} = F_{q,heat} \times \dot{Q}_h = \left(1 - \frac{T_0}{T_{heat}}\right) \dot{Q}_h \quad (2)$$

$$\dot{E}x_{emis} = \dot{E}x_{heat} + \left\{ \frac{\dot{Q}_{loss,D}}{\Delta T_{dis}} \left[T_{dis} - T_0 \ln \left(\frac{T_{dis}}{T_{dis} - \Delta T_{dis}} \right) \right] \right\} \quad (3)$$

$$\dot{E}x_{dis} = \dot{E}x_{emis} + \left\{ \frac{\dot{Q}_{loss,D}}{\Delta T_{dis}} \left[T_{dis} - T_0 \ln \left(\frac{T_{dis}}{T_{dis} - \Delta T_{dis}} \right) \right] \right\} \quad (4)$$

$$\dot{E}x_{Ge} = \dot{Q}_{Ge} \times F_{q,s} \quad (5)$$

$$\dot{E}x_{prim,tot} = \dot{Q}_{Ge} \times F_P + (P_1 + P_V + P_{aux,S} + P_{aux,D} + P_{aux,E}) \times F_{P,Electricity} \quad (6)$$

بحث بر روی نتایج

برای این دفتر، داده های طرح و شرایط مرزی به این صورت است: حجم m^3 ۷۲۰ و مساحت خالص کف m^2 ۲۴۰ و دمای طرح داخل و خارج به ترتیب

چکیده

مطالعات در زمینه سرمایش و گرمایش ساختمانها بر اساس قانون بقای انرژی پایه گذاری شده است. اما تحلیل انرژی فرآیندهای انتقال گرما در بهینه سازی سیستمهای گرمایشی و سرمایشی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است که کمتر به آن توجه شده است. در بررسی حاضر، تحلیل انرژی و انرژی برای تمامی سیستمهای انتقال انرژی از انتقال انرژی اولیه تا انتقال انرژی از پوششهای ساختمان ارائه شده است. برای مقایسه نتایج، تحلیلها برای یک دفتر کار در تبریز به صورت تحلیلی محاسبه شده است. فرض شده است که دفتر یکبار با یک بویلر معمولی با گاز طبیعی (NG) و بار دیگر با یک بویلر چگالشی^۱ با سوخت گاز طبیعی و در نهایت با پمپ حرارتی هوا، گرم می‌شود. در این مقاله انرژی و انرژی جریانها بررسی و اتلافات انرژی و انرژی در کل سیستم محاسبه شده است. بیشترین مقدار بارده انرژی و انرژی به ترتیب ۸۰.۹٪ برای پمپ گرمای هوا و ۸.۶۹٪ برای بویلر چگالشی NG بدست آمده است.

کلمات کلیدی: انرژی، بارده، پمپ گرما، بویلر، بویلر چگالشی

مقدمه

در بسیاری از کشورها انرژی مورد نیاز برای گرمایش فضای ساختمانها، بیشترین سهم از کل انرژی (حدود ۴۰٪) مصرف شده در بخش مسکونی را شامل می‌شود [۱]. بنابراین مصرف انرژی در ساختمانها کاملاً بالاست و باید به دقت ملاحظه شود.

محاسبه بهره‌های انرژی، شامل بارهای گرمایی و سرمایی ساختمان و پخش دما، بر اساس بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) انجام می‌شود [۲]. مطالعات زیادی در مقالات با تحلیل انرژی در ساختمانها سروکار دارند [۳] تا [۱۱]. توجهی کمتر یا موردی نیز بر تحلیل انرژی سیستمهای گرمایش ساختمان انجام گرفته است. گونگ و همکاران [۱۲] طرح بهینه سازی انتخابی منبع گرمایی و سرمایی سیستمهای تهویه مطبوع برای ساختمانها بر پایه تحلیل انرژی را انجام داده است. در این تحلیل، هزینه تولید انرژی به عنوان تابع هدف مورد توجه قرار گرفته است. شوکوبا و کومورو [۱۳] تحلیل انرژی برای ذخیره گرمایی در ساختمان را بررسی نمودند و چنگین و همکاران [۱۴] اساس تحلیل انرژی را در طرح های سرمایش تبخیری ارزیابی نمودند. در حالی که در این مقاله تحلیل انرژی و انرژی برای تمامی سیستمهای انتقال انرژی از انتقال انرژی اولیه در مرکز تولید توان تا انتقال انرژی از پوششهای ساختمان [۱۵] برای سه سیستم گرمایشی، بویلر معمولی، بویلر چگالشی و پمپ گرما محاسبه و مقایسه است.

^۱ Condensing Boiler

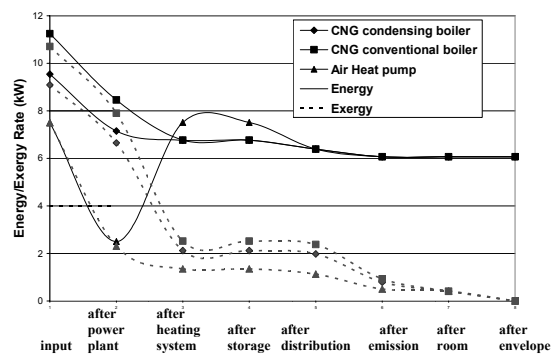


E_{emis}	سیستم انتشار
Ge	مولد گرما
h	گرما
$heat$	گرمکن (رادیاتور یا کنوکتور)

مراجع

- 1- Bolattürk A., 2006, "Determination of optimum insulation thickness for building walls with respect to various fuels and climate zones in Turkey", *Appl Therm Eng*, Vol. 26, pp. 1301-1309.
- 2- Moran MJ, Shapiro HN., "Fundamentals of engineering thermodynamics", 3rd ed. New York: John Wiley and Sons. 1998.
- 3- Pfaffert J, Herkel S., 2007, "Statistical simulation of user behaviour in low-energy office buildings", *Sol Energy*, Vol. 81, pp. 676-682.
- 4- Yang L, Lam JC, Tsang CL., 2008, "Energy performance of building envelopes in different climate zones in China", *Appl. Energy*, Vol. 85, pp. 800-817.
- 5- Chowdhury AA, Rasul MG, Khan MMK., 2008, "Thermal-comfort analysis and simulation for various low-energy cooling-technologies applied to an office building in a subtropical climate", *Appl. Energy*, Vol. 85, pp. 449-462.
- 6- Lam JC, Wan KKW, Tsang CL, Yang L., 2008, "Building energy efficiency in different climates", *Energy Converts Manage*, Vol. 49, pp. 2354-66.
- 7- Durmayaz A, Kadioglu M., 2003, "Heating energy requirements and fuel consumptions in the biggest city centers of Turkey", *Energy Converts Manage*, Vol. 44, pp. 1177-1192.
- 8- Chandel SS, Aggarwal RK., 2008, "Performance evaluation of a passive solar building in Western Himalayas", *Renew Energy*, Vol.33, pp. 2166-73.
- 9- Filipin C, Beascochea A., 2007, "Performance assessment of low-energy buildings in central Argentina", *Energy Build*, Vol. 39, pp. 546-557.
- 10- Persson M, Roos A, Wall M., 2006, "Influence of window size on the energy balance of low energy houses", *Energy Build*, Vol. 38, pp. 181-188.
- 11- Eskin N, Türkmen H., 2008, "Analysis of annual heating and cooling energy requirements for office buildings in different climates in Turkey", *Energy Build*, Vol. 40, pp. 763-773.
- 12- Gong G, Zeng W, Chang S, He J, Li K., 2007, "Scheme-selection optimization of cooling and heating sources based on exergy analysis", *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 27, pp.942-950.
- 13- Shukuya M, Komuro D., 1996, "Exergy-entropy process of passive solar heating and global environmental systems", *Solar Energy*, Vol. 58, pp. 25-32.
- 14- Chengqin R, Nianping L, Guangfa T., 2002, "Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes", *Build Environment*, Vol. 37, pp. 1045-1055.
- 15- Schmidt D., 2003, "Design of low exergy buildings-method and a pre-design tool", *Int. J. Low Energy Sustain Build*, Vol. 3, pp.1-47.
- 16- Dincer I, Rosen MA., 1988, "Energy environment and sustainable development", *Elsevier Ltd.*, pp. 448-459.

20°C و 0°C در نظر گرفته شده است. بار گرمایی انتقال و تهویه به ترتیب 3.33 kW و 7.23 kW محاسبه شدند. بار حرارتی اکتسابی از خورشید و گرمای داخلی به ترتیب 0.275 kW و 4.22 kW بدست آمده است. لذا نیاز گرمای خالص دفتر 6.07 kW محاسبه شده است. نتایج محاسبه شده برای نرخ انرژی و اگزرژی و اتلافات آن در شکل ۲ آمده است.



شکل ۲: نرخ انرژی و اگزرژی در هر فرایند

بیشترین و کمترین انرژی ورودی به سیستم به ترتیب در بویلرهای معمولی (11.25 kW) و پمپ گرمایی (7.5 kW) مصرف می‌شود. بزرگترین اتلافات انرژی در انتقال انرژی اولیه اتفاق می‌افتد. کمترین اتلاف انرژی اولیه (2.39 kW) هنگامی که دیگ چگالش به کار می‌رود رخ می‌دهد. بزرگترین اتلاف انرژی در انتقال انرژی اولیه (5 kW) هنگامی است که پمپ گرمای هوا به کار می‌رود. برخلاف اتلافات انرژی، بیشترین اتلاف اگزرژی در مولد گرما، به خاطر فرایند احتراق که اگزرژی زیادی را مصرف می‌کند، صورت می‌گیرد. بزرگترین اتلاف اگزرژی (5.38 kW) در دیگ بخار معمولی و کمترین آن در پمپ گرمایی (0.96 kW) صورت می‌گیرد. بیشترین مقدار بازده انرژی و اگزرژی به ترتیب 80.9% برای پمپ گرمای هوا و 8.69% برای بویلر چگاشی NG بدست آمده است.

نتیجه‌گیری

تحلیل انرژی و اگزرژی برای تمامی فرایندهای سیستم گرمایشی ساختمان ارائه شده است. بیشترین اتلافات انرژی در انتقال انرژی اولیه و بیشترین اتلافات اگزرژی در سیستم مولد گرما و در فرایند احتراق بویلر انجام می‌گیرد. سیستم پمپ گرما کمترین آلودگی محیط زیست را دارد ولی در انتخاب بهینه سیستم مسایل اقتصادی نیز در کنار شرایط زیست محیطی باید در نظر قرار گیرد.

فهرست علائم

$\dot{E}_x$	نرخ اگزرژی (W)
F	ضریب دسترس پذیری
P	توان
T	دما (K)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال گرما (kW)
زیرنویس‌ها	
aux	تجهیزات کمکی انرژی
dis, D	سیستم توزیع



Energy Consumption of Floor Heating System in Buildings

M.Salmanzadeh², P.Talebizadeh³ V.Golkarfard¹,

¹M. sc. in mechanical engineering, Shahid Bahonar university of Kerman, Email:vahid.golkarfard@gmail.com

² Ph. d. in mechanical engineering, Shahid Bahonar university of Kerman, Email:

³ M .sc. in mechanical engineering, Shahid Bahonar university of Kerman, Email:p.talebizadeh@gmail.com

Abstract

High energy demand in recent years has caused the countries to change their energy consumption policies. Buildings are one of the important energy consumers in the world. Floor heating systems generate lower temperature gradients in compare with other convective heating systems. In this work, the CFD simulation has been done to investigate the energy loss in rooms with floor and radiant heating systems. The outdoor temperature is considered for the Kerman city climate in winter and the Ashrae standard is used for the indoor air design temperature.

Keywords: Floor heating, Radiant heating, Energy consumption

Introduction

During the last two decades, floor heating applications have increased significantly [1, 2]. Use of floor heating systems as an efficient way to achieve occupant thermal comfort in buildings with low-energy demands has increased. Instead of heating air and circulating it throughout the house, floor heating system warms objects such as carpet, furniture and even people. Less energy is needed to transfer heat directly to people, rather than fill the entire room with heated air like a forced-air furnace. There have been several studies dealing with floor heating systems in the literature. Weitzmann et al. [3] developed a two-dimensional dynamic model for simulation of the floor heating systems. They calculated the heat loss value and temperature of a slab on a grade floor with floor heating system. Golebiowski et al. investigated the dynamics of the three-dimensional temperature field in the system with a direct floor heater, and analyzed the transient temperature distribution [4]. Lin et al. [5] conducted an experimental research on the thermal performance of under-floor electric heating system with latent heat thermal energy storage plate Mingqing et al. [6] studied experimentally the electrical floor heating system and showed the stability of the electrical floor heating system.

In the present work, the CFD simulation has been done to investigate the energy loss in rooms with floor heating and radiant heating systems. Thermal comfort at comfort height in a room by floor and radiant heating systems have been calculated by modeling the velocity and temperature fields and compared with the data

calculated by conventional method of heating load calculation.

CFD Modeling and boundary condition

The continuity and RANS equations have been solved along with the energy equation in a 3-D room with dimensions of $2.6m \times 1.9m \times 1.8m$. Two cases of under floor and radiant (radiator system) heating systems have been tested. A radiator with dimensions of $0.08m \times 0.58m \times 0.62m$ has been located 2 cm and 10 cm from the wall and floor respectively for the radiant heating system. Figure 1 shows the simulated room.

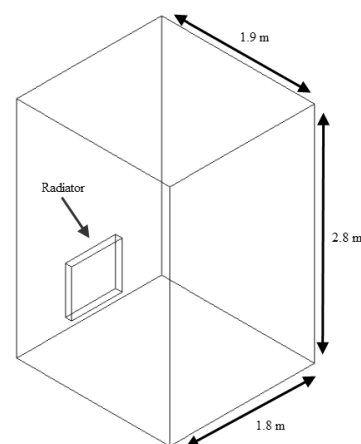


Fig. 1. Geometry

The outdoor and indoor design conditions are assumed $261K$ and $295K$, respectively.

Simulations were done by using the commercial code FLUENT.

Results and discussion

As the main goal of this work was comparison of the energy consumptions of the two systems of floor and radiant heating, to provide the thermal comfort condition in the sample room, velocity and temperature fields have been calculated for the two test cases for different heat fluxes to the room till the comfort temperature of $295K$ is achieved at location 1.8 m from floor.

Figure 2 shows the temperature fields calculated for the two cases and figure 3 shows the simulated velocity vector field for the two cases.

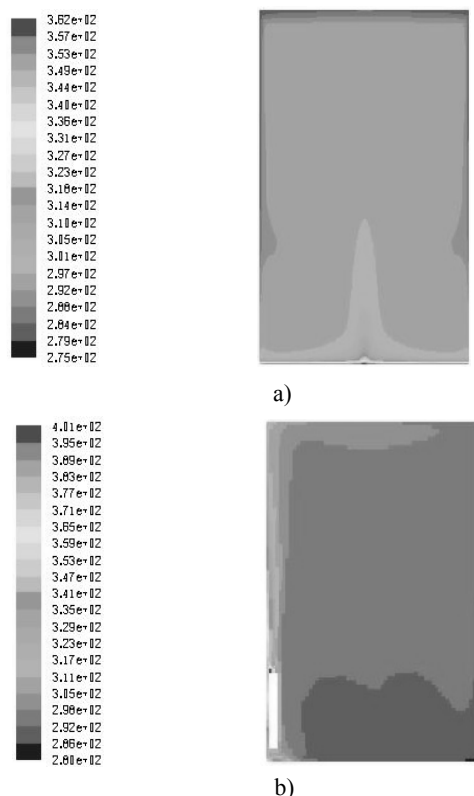


Fig. 2. Temperature distribution over the midsection: a) floor heating, b) radiant heating

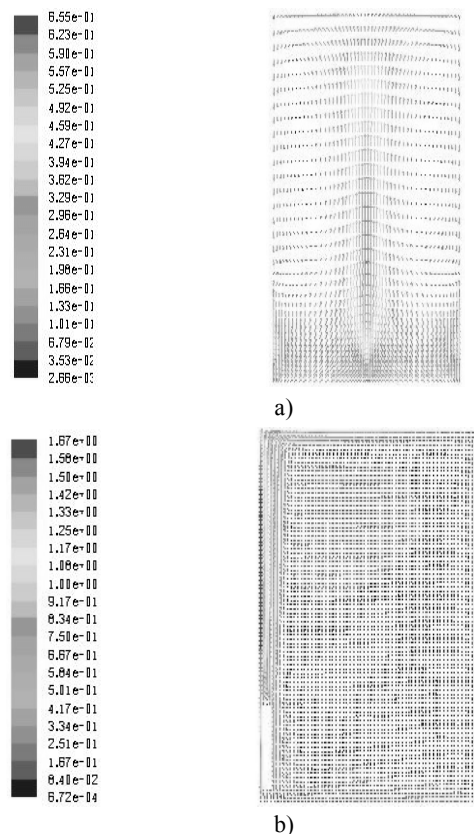


Fig. 3. The velocity vectors over the room midsection: a) floor heating, b) radiant heating

The validity of the present study has been tested by comparing the simulation results for an unsteady case with the experimental data [5] for the floor heating case.

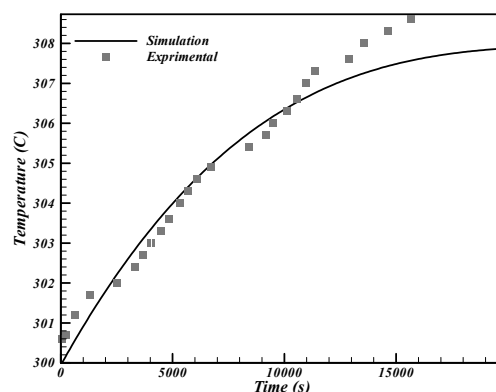


Fig. 4. The comparison of CFD model and experimental data [5] for the unsteady case.

Conclusion

- Floor heating system generates more uniform temperature field than radiant system
- The ability to maintain low indoor air temperature reduces heat loss by transmission and by infiltration and could result in a better indoor air quality and low energy consumption.

References

- [1] J. Golebiowski, S. Kwieckowski, Dynamics of three-dimensional temperature field in electrical system of floor heating, *International Journal of heat and mass transfer* 45 (12) (2002) 2611-2622.
- [2] B. W. Olesen, Radiant floor heating in theory and practical, *ASHRAE Journal*, 44 (7) (2002) 19-26.
- [3] P. Weitzmann, J. Kragh, P. Roots, S. Svendsen. Modelling floor heating systems using a validated twodimensional ground-coupled numerical model. *Build Environ*, 40 (2) (2005) 153-163.
- [4] J. Golebiowski, S. Kwieckowski. Dynamics of three-dimensional temperature field in electrical system of floor heating. *Int J Heat Mass Tran*, 45(12) (2002) 2611-2622.
- [5] Lin K, Zhang Y, Xu X, Di H, Yang R, Qin P. Experimental study of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates. *Energy Build*, 37(3) (2005) 215-220.
- [6] Sun Mingqing, Mu Xinying, Wang Xiaoying, Hou Zuofu, Li Zhuoqiu, Experimental studies on the indoor electrical floor heating system with carbon black mortar slabs, *Energy and Buildings* 40 (2008) 1094-1100.



استفاده از مدیریت تقاضای انرژی جهت کاهش ظرفیت مورد نیاز تاسیسات تهویه مطبوع در ساختمان‌ها

محمود افشار^۱، سید محمد حسین نبوی^۲

^۱عضو هیئت علمی دانشگاه صنعت نفت؛ mafshar@put.ac.ir

^۲دانشجوی کارشناسی ارشد بیه مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران؛ hossein.nabavi.2008@gmail.com

چکیده

ایده اصلی که در این مقاله ارائه و بر اساس نتایج اخذ شده در موارد واقعی اثبات می‌گردد، استفاده از مدیریت تقاضای انرژی جهت کاهش ظرفیت تاسیسات مورد نیاز برای تهویه ساختمان‌ها می‌باشد. این امر باعث کاهش قابل ملاحظه سرمایه‌گذاری مورد نیاز برای خرید، نصب و راه‌اندازی و نیز هزینه‌های جاری نگهداری و راهبری تاسیسات تهویه مطبوع شده و آسیب‌های کمتری به محیط زیست وارد می‌شود. به شکل مشخص، در این مقاله راهکارهای مدیریت تقاضای انرژی و تاثیر آنها بر کاهش میزان تقاضای سرمایش در ساختمان مدیریت شرکت ملی حفاری ایران واقع در کارگاه یک این شرکت در اهواز، به عنوان ساختمان نمونه اداری در هوای گرم و مرطوب بررسی شده است. هدف اصلی ارائه یک رویکرد جدید در مدیریت انرژی ساختمان‌ها، بر اساس اهمیت زیاد و اولویت مدیریت تقاضای انرژی، مبتنی بر نتایج کمی اخذ شده از محاسبات برای اعمال راهکارهای گوناگون در این تحقیق بوده است.

کلمات کلیدی: ساختمان اداری - سرمایش - مدیریت تقاضای انرژی - هوای گرم و مرطوب

مقدمه

ایجاد فضای کاری استاندارد مستلزم استفاده از تهویه مطبوع برای تامین هوای با درجه حرارت و رطوبت متناسب می‌باشد و به همین دلیل استفاده از این سیستم‌ها در ساختمان‌ها یک امر الزامی شده است. خرید تجهیزات تهویه مطبوع و نصب و راه‌اندازی آنها بخش قابل توجهی از هزینه‌های ساختمان می‌باشد و در زمان بهره‌برداری این مقدار خیلی بیشتر می‌باشد. همچنین، سیستم تهویه مطبوع یکی از مصرف‌کنندگان اصلی انرژی در ساختمان‌ها می‌باشد. کاهش ظرفیت تاسیسات تهویه مطبوع باعث کاهش هزینه‌های فوق می‌باشد.

در این مقاله، یک رویکرد جدید در کاهش ظرفیت تاسیسات تهویه مطبوع که مبتنی بر مدیریت تقاضای انرژی در ساختمان‌ها می‌باشد، ارائه می‌شود.

روش کار

با اعمال مدیریت تقاضای انرژی، تقاضای موجود برای انرژی جهت سرمایش ساختمان‌ها به حداقل میزان کاهش می‌یابد و از نظر اجرایی پیاده‌سازی و کنترل این راهکارها ساده‌تر از دیگر روش‌ها می‌باشد. به عبارت دیگر با کاهش تقاضا از طریق مدیریت تقاضا، میزان سرمایه‌گذاری لازم به منظور ایجاد تاسیسات تهویه مطبوع و نیز حجم این تاسیسات تا حد امکان کاهش می‌یابد. راهکارهای بررسی شده مدیریت تقاضای انرژی شامل

- استفاده از پنجره دوجداره
- استفاده از سایبان
- استفاده از پرده
- استفاده از عایق حرارتی در دیوار
- استفاده از عایق حرارتی در پشت بام
- نصب بازتاب‌کننده بر روی پشت بام
- استفاده از لامپ‌های کم مصرف

می‌باشد. راهکارهای مبتنی بر روش‌های جدید ساختمان‌های هوشمند بدلیل عدم امکان پذیر بودن در اجرا در پروژه مورد نظر (بدلیل مسائل تکنیکی و مالی) بررسی نشده‌اند، و باید در نظر داشت که راهکارهای استفاده شده، با صرف هزینه محدود به صرفه‌جویی قابل ملاحظه‌ای در هزینه‌های سرمایه‌ای و جاری تاسیسات تهویه مطبوع منجر می‌شوند و لذا در اولویت می‌باشند.

بررسی مدیریت تقاضای انرژی در ساختمان‌ها با بررسی دقیق و انجام محاسبات مهندسی بر اساس مشخصات فنی و اقلیمی محل انجام شده است. به منظور محاسبه میزان بار سرمایشی مورد نیاز ساختمان مدیریت از نرم افزار HAP 4.2a استفاده شده است. و جهت بررسی دقت این نرم‌افزار نتایج بدست آمده از این نرم افزار با محاسبات تحلیلی برای یک ساختمان نمونه مقایسه شد و با توجه به خطای ۲/۰۵ درصدی، دقت نرم‌افزار خوب است [۱].

ساختمان مدیریت در کارگاه یک (مرکزی) شرکت ملی حفاری ایران در مرکز استان خوزستان، شهر اهواز و در قسمت شمال جغرافیایی این شهر واقع شده است. جهت‌گیری جغرافیایی ساختمان کارگاه یک تقریباً به صورت جنوب شرقی - شمال غربی می‌باشد. با بررسی و انجام محاسبات مربوط میزان تاثیر هر یک از راهکارهای مدیریت تقاضای انرژی بر کاهش تقاضای انرژی برای سرمایش ساختمان تعیین شده است.

مشخصات مورد نیاز برای انجام محاسبات شامل شرایط جوی شهر اهواز، مشخصات جغرافیایی، تعداد نفرات حاضر در ساختمان، تجهیزات موجود گرمازا، شرایط استاندارد مطلوب هوای داخل و همچنین مشخصات معماری ساختمان مدیریت شرکت ملی حفاری ایران در نرم افزار درج گردید. برای انجام بررسی‌ها، تاثیر هر یک از راهکارها در کاهش تقاضای سرمایش تعیین و سپس تاثیر تجمیعی همه فعالیت‌ها مشخص گردید [۲].

نتیجه‌گیری

پس از درج کلیه مشخصات مورد نیاز در نرم افزار HAP4.2a و انجام محاسبات مربوط، بار سرمایشی مورد نیاز برای ساختمان مدیریت با شرایط موجود محاسبه گردید که برابر ۲۱۳/۳ Kw (۷۲۷۸۱ BTU/hr) محسوس



این امر به امکان پذیری کاهش قابل ملاحظه (حدود ۳۰ درصد) تاسیسات تهویه این ساختمان و هزینه های مربوطه منجر می گردد. باید در نظر داشت که شیوه تامین سرمایش، و عبارت دیگر، تکنولوژی تهویه مطبوع، نقش ویژه ای در کمینه نمودن مصرف انرژی ساختمان دارد. کاهش تقاضای انرژی برای سرمایش در ساختمان مورد نظر باعث صرفه- جوئی قابل ملاحظه‌ای در هزینه های جاری و هزینه های مربوط به تاسیسات تهویه مطبوع و نیز کاهش آسیب های وارده به محیط زیست می- گردد.

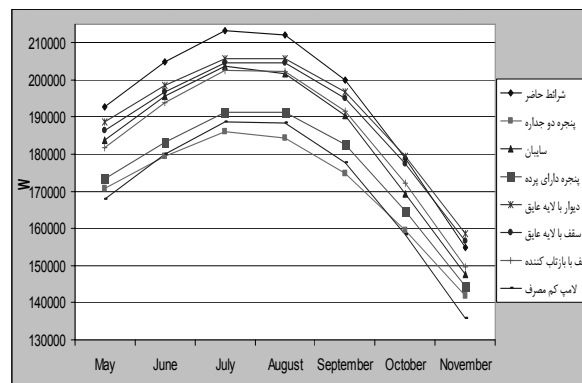
تشکر و قدردانی

این پژوهش با پشتیبانی مالی شرکت ملی حفاری ایران در حال انجام می باشد که بدین وسیله از این امر تقدیر و تشکر فراوان می گردد.

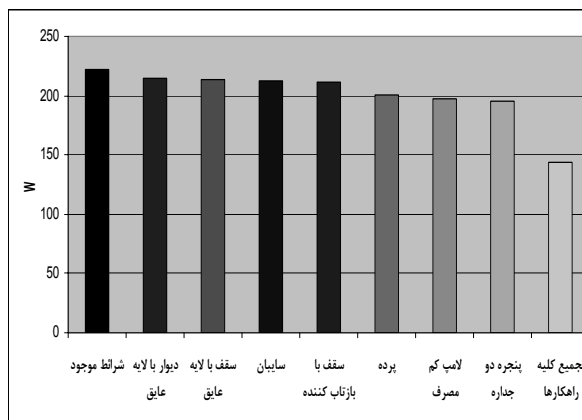
مراجع

- ۱- افشار، محمود، گزارش اول تدوین مدیریت انرژی در شرکت ملی حفاری ایران، فصل ششم، دانشگاه صنعت نفت، (۱۳۸۸).
- ۲- افشار، محمود، گزارش دوم تدوین مدیریت انرژی در شرکت ملی حفاری ایران، فصل دوم، دانشگاه صنعت نفت، (۱۳۸۸).

و $9/012 \text{ Kw}$ (30750 BTU/hr) نهان و جمعا $222/3 \text{ Kw}$ (758519 BTU/hr) می‌باشد. همانطوریکه در نمودارهای ۱ و ۲ نشان داده شده است، با استفاده از راهکارهای مدیریت تقاضای انرژی، تقاضای انرژی در دوره زمانی اردیبهشت تا آبان ماه ۱۳۸۸، $34/5$ درصد کاهش می یابد.



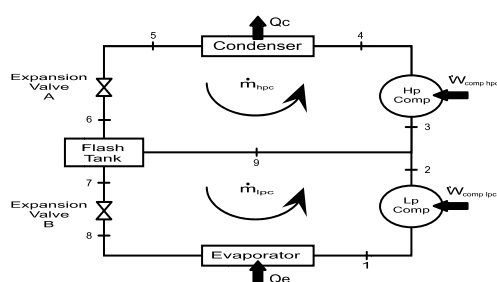
نمودار ۱ مقایسه راهکارهای کاهش تقاضای انرژی در ساختمان مدیریت در دوره زمانی اردیبهشت تا آبان ۸۷



نمودار ۲ تاثیر راهکارهای مدیریت تقاضای انرژی



بررسی عملکرد سیکل تبرید با اکونومايزر و تعیین شرایط بهینه اکونومايزر

فضل الله اسکندری منجیلی^۱، میلاد نوری^۲^۱استادیار، دانشگاه بوعلی سینا؛ eskandari_m2@yahoo.com^۲دانشجوی کارشناسی، دانشگاه بوعلی سینا؛ milad85me@gmail.com

شکل ۱: شماتیک سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای

از بالانس جرمی برای فلاش تانک، دبی جرمی بخش پرفشار بدست می‌آید:

$$\dot{m}_{hpc} = \frac{\dot{m}_{lpc}}{1 - x_6} \quad (2)$$

در رابطه فوق x_6 کیفیت مخلوط اشباع در حالت ۶ است. از بالانس جرمی و انرژی در محل اختلاط بین کمپرسورهای فشار بالا و فشار پایین، آنتالپی حالت ۳ بدست می‌آید:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{lpc} h_2 + (\dot{m}_{hpc} - \dot{m}_{lpc}) h_9}{\dot{m}_{hpc}} \quad (3)$$

ضریب عملکرد سیکل عبارت است از:

$$cop_{ts} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_{lpc}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{hpc}(h_4 - h_3)} \quad (4)$$

بالانس انرژی

بالانس انرژی برای یک حجم کنترل دلخواه عبارت است از:

$$\sum \dot{E}_{xi} - \sum \dot{E}_{xo} + \dot{Q}(1 - \frac{T_0}{T}) - \dot{W} - \dot{E}D = 0 \quad (5)$$

در رابطه فوق دو جمله اول به ترتیب نرخ انرژی ورودی و نرخ انرژی خروجی بوسیله جریان هستند و دو جمله آخر نیز تخریب انرژی در حجم کنترل است. تخریب انرژی در اواپراتور، کندانسور، اکونومايزر و کل سیکل به ترتیب از روابط (۶) الی (۹) بدست می‌آید:

$$\dot{E}D_e = \dot{m}_{lpc}[h_8 - h_1 - T_0(s_8 - s_1)] + \dot{Q}_c(1 - \frac{T_0}{T_{cold}}) \quad (6)$$

$$\dot{E}D_c = \dot{m}_{hpc}[h_4 - h_5 - T_0(s_4 - s_5)] \quad (7)$$

$$\dot{E}D_{eco} = \dot{E}D_{valves} + \dot{E}D_{FT} + \dot{E}D_{mix} = \dot{m}_{hpc}[h_5 - h_3 - T_0(s_5 - s_3)] + \dot{m}_{lpc}[h_2 - h_8 - T_0(s_2 - s_8)] \quad (8)$$

$$\dot{E}D_{total} = \dot{E}D_e + \dot{E}D_c + \dot{E}D_{eco} \quad (9)$$

تعیین فشار بهینه اکونومايزر و آنالیز انرژی

در ذیل برای برآورد عملکرد سیکل مورد نظر، cop و میزان تخریب انرژی با مقادیر مشابه سیکل ساده مورد مقایسه قرار گرفته است و پارامترهای معمول زیر تعریف شده‌اند:

چکیده

در این تحقیق سعی شده است که مسئله‌ی استفاده از اکونومايزر در سیکل تبرید تراکمی به منظور کاهش بازگشت‌ناپذیری و بهبود راندمان مورد بررسی قرار گیرد. لذا، مدل ترمودینامیکی سیکل برای مبردهای R22 و R134a تهیه گردیده و تغییرات بازگشت‌ناپذیری (اتلاف انرژی) و ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است و فشار بهینه اکونومايزر به دو روش حداکثر نمودن ضریب عملکرد و حداقل نمودن بازگشت‌ناپذیری محاسبه گردیده است. سپس نقش تک‌تک اجزاء در میزان ناکارآمدی‌های سیکل مورد مطالعه قرار گرفته است. کلمات کلیدی: سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای، فشار بهینه اکونومايزر، آنالیز انرژی، R22، R134a.

مقدمه

جهت کاهش انرژی مصرفی سیکل‌های تبرید، در مواردی که اختلاف فشار و دما بین کندانسور و اواپراتور زیاد است از سیکل‌های تبرید تراکمی چند مرحله‌ای استفاده می‌شود [۱]. تاکنون تلاش‌های بسیاری در جهت تحلیل و بهینه‌سازی سیستم‌های سرمایشی و پمپ‌های حرارتی چند مرحله‌ای صورت پذیرفته که بخشی از این تحلیل‌ها براساس قانون اول ترمودینامیک و بخشی دیگر براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک صورت پذیرفته‌اند [۲ و ۳]. عملکرد مطلوب سیکل‌های تبرید دو مرحله‌ای وابسته به فشار میانی (فشار اکونومايزر) سیکل بوده و پارامتر اصلی طراحی این سیکل‌ها محسوب می‌شود [۴]. در این مقاله هماهنگ با دیگر تحقیقات صورت گرفته در زمینه بهینه‌سازی سیکل‌های تبرید، سعی شده است که با ارائه یک نرم‌افزار کامپیوتری فشار بهینه اکونومايزر براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک، برای مبردهای R22 و R134a محاسبه گردیده و همچنین نقش اجزاء مختلف سیکل در میزان ناکارآمدی‌های سیکل بررسی شود.

شرح و تحلیل سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای

در شکل ۱، شمایی از یک سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ای مشاهده می‌شود. ملاحظه می‌گردد که طراحی سیکل با اکونومايزر به شکلی است که از هر دو مزیت: ۱- استفاده از فلاش تانک برای افزایش کارایی اواپراتور و ضریب عملکرد، ۲- استفاده از میان‌سردکن برای کاهش کار کمپرسور و بالطبع بهبود ضریب عملکرد، استفاده می‌نماید.

در مدل‌سازی صورت گرفته، سیکل‌ها ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند و از افت فشار در تجهیزات صرف نظر گردیده و تراکم در کمپرسور نیز به صورت آیزنتروپیک در نظر گرفته شده است. بالانس انرژی برای اواپراتور، دبی جرمی بخش کم فشار را می‌دهد:

$$\dot{m}_{lpc} = \frac{\dot{Q}_e}{h_1 - h_8} \quad (1)$$



نتیجه‌گیری

در این تحقیق تاثیر استفاده از اکونومايزر در سیکل ساده تبرید تراکمی مورد مطالعه قرار گرفت. دیده شد که تحلیل‌های انرژی و انرژی نتایج یکسانی را برای نقطه بهینه سیکل ارائه می‌کنند و استفاده از اکونومايزر تاثیر بیشتری در بهبود کارایی برای مبرد R134a دارد. نقش اصلی کاهش تخریب انرژی سیکل را اکونومايزر بر عهده داشت و تخریب انرژی سیکل را برای R134a و R22 به ترتیب تا ۳۰ و ۲۵ درصد کاهش می‌داد.

فهرست علائم

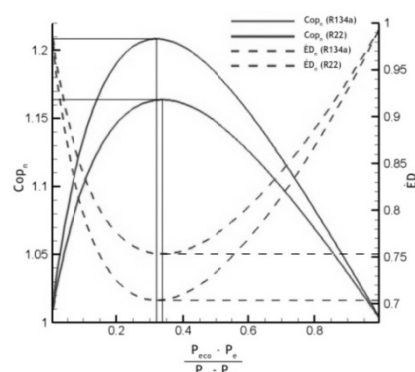
cop	ضریب عملکرد
$\dot{E}D$	نرخ تخریب انرژی (kW)
$\dot{E}_x$	نرخ انرژی جریانی (kW)
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kJ/kg)
P	فشار (kPa)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
s	آنتروپی مخصوص (kJ/kg K)
T	دما (°C)
$\dot{W}$	توان مصرفی (kW)
x	کیفیت مخلوط اشباع
زیرنویس‌ها	
c	کندانسور
$cold$	فضای سرد شونده
e	اوپراتور
eco	اکونومايزر
FT	فلاش تانک
hpc	بخش فشار بالای سیکل
lpc	بخش فشار پایین سیکل
mix	اختلاط
n	حالت معمول (نرمال)
$valves$	شیرهای انبساطی
0	حالت مرجع (محیط)

مراجع

- 1- Dincer, I., "Refrigeration Systems and Applications", Wiley. 2003.
- 2- Zubair, S.M., Yaqub, M., Khan, S.H., 1996, "Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage and mechanical sub-cooling refrigeration cycles", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19, pp. 506-516.
- 3- Arora, A., Kaushik, S.C., 2009, "Energy and exergy analyses of a two-stage vapour compression refrigeration system", *International Journal of Energy Research* (accepted).
- 4- Ma, G., Li, X., 2006, "Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor", *Energy Conversion & Management*, Vol. 48, pp. 1150-1159.

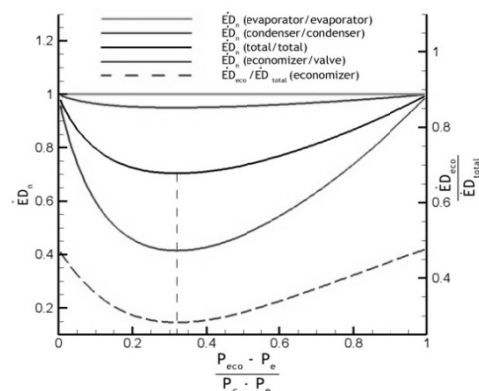
$$cop_n = \frac{cop_{ts}}{cop_{ss}}, \dot{E}D_n = \frac{\dot{E}D_{ts}}{\dot{E}D_{ss}} \quad (10)$$

که اندیس "ts" مربوط به سیکل دو مرحله‌ای و اندیس "ss" مربوط به سیکل ساده است. برای مقایسه، دمای اوپراتور و کندانسور به ترتیب ۲۵- و ۴۰ درجه سانتی‌گراد و ظرفیت تبرید نیز برابر ۲۰ KW در نظر گرفته شده است. همان طور که از شکل ۲، دیده می‌شود عملکرد سیکل مورد نظر همواره بهتر از سیکل ساده می‌باشد حتی در شرایط متفاوت از نقطه بهینه. در ضمن نقطه بهینه سیکل، براساس حداقل بازگشت‌ناپذیری و حداکثر ضریب عملکرد یکسان بوده و برای هر دو مبرد در محدوده ۰.۳۰ الی ۰.۳۵ از فشار نسبی اکونومايزر قرار می‌گیرد. واضح است که استفاده از اکونومايزر تاثیر بیشتری در بهبود کارایی سیکل تبریدی که مبرد آن R134a است خواهد داشت.



شکل ۲: تغییرات ضریب عملکرد و بازگشت‌ناپذیری در مقابل فشار نسبی اکونومايزر جهت تعیین نقطه بهینه سیکل برای دو مبرد R134a و R22

بالانس انرژی صورت گرفته برای اجزای سیکل و برای مبرد R134a، شکل ۳، نشان می‌دهد که استفاده از اکونومايزر اتلاف انرژی در اوپراتور و کندانسور را نسبت به سیکل ساده تغییر چندانی نمی‌دهد، در حالی که اتلاف انرژی در اکونومايزر نسبت به شیر انبساطی در سیکل ساده، کاهش یافته تا اینکه در نقطه بهینه سیکل حدوداً ۰.۴ مقدار قبلی خود را خواهد داشت. همچنین دیده می‌شود که سهم اکونومايزر در تخریب انرژی کل، از حدود ۴۸ درصد تا حدود ۲۵ درصد (در شرایط بهینه) تغییر می‌کند و باقیمانده تخریب انرژی سهم کندانسور و اوپراتور است، برای R22 نیز نتایج مشابهی بدست می‌آید.



شکل ۳: مقایسه بازگشت‌ناپذیری اجزای دو سیکل و سهم اکونومايزر در میزان کل تخریب انرژی در مقابل فشار نسبی اکونومايزر برای مبرد R134a



طراحی بهینه خانه خورشیدی در مناطق مختلف اقلیمی ایران با استفاده از الگوریتم ژنتیک

حکیمه طرم‌ماهی^۱، سعید عدالتی^۲، سید حسین منصوری^۳^۱ کارشناس ارشد، دانشگاه شهید باهنر کرمان ؛ tarmahi.h@gmail.com^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید باهنر کرمان ؛ adalati.s@gmail.com^۳ استاد، دانشگاه شهید باهنر کرمان ؛ mansouri@alum.mit.edu

چکیده

در سیستم‌های گرمایش غیر فعال خورشیدی، نسبت طول به عرض ساختمان، جهت قرارگیری پنجره‌ها و مساحت آنها، استفاده از نورگیرهای سقفی، زاویه شیب و مساحت آنها نقش بسیار مهم و کلیدی دارند زیرا جمع آوری انرژی خورشیدی و ذخیره سازی آن توسط اجزای خود سازمان انجام می‌گیرد. در این مقاله هدف ارائه طرحی جهت بهره‌گیری هرچه بیشتر ساختمانها از انرژی خورشیدی با بدست آوردن مقدار بهینه هر کدام از عوامل فوق در مناطق مختلف آب و هوایی ایران است.

کلمات کلیدی: گرمایش غیرفعال خورشیدی، مساحت بهینه پنجره، مساحت بهینه نورگیر، الگوریتم ژنتیک

مقدمه

ساختمانها به دو روش قادر به تأمین نیاز حرارتی خود از خورشید می‌باشند: روشهای غیر فعال (Passive) و فعال (Active).

در روشهای غیر فعال، دریافت و ذخیره انرژی خورشیدی بستگی کامل به کیفیت و چگونگی معماری ساختمان دارد؛ در حالی که گرمایش خورشیدی به صورت فعال، مستلزم استفاده از کلکتورهای خورشیدی جهت گرمایش ساختمان می‌باشد. لذا استفاده از سیستمهای غیرفعال خورشیدی نیاز به صرف هیچ گونه هزینه اضافهای ندارد و اقتصادی ترین روش بهره‌گیری از انرژی رایگان خورشیدی به شمار می‌آید و موجب صرفه جویی مبالغ هنگفتی در دراز مدت می‌گردند.

در این سیستمها، نور خورشید مستقیماً از طریق پنجره‌ها به فضای داخل ساختمان وارد و در داخل به انرژی حرارتی تبدیل می‌گردد. دیوارها، کف و وسایل داخل اتاق تابش را دریافت نموده و به صورت حرارت در خود ذخیره می‌نمایند. تا زمانی که دمای فضای داخلی بالا است، دیوارها و کف حرارت را از سطح خود به هسته میانی انتقال می‌دهند اما در هنگام شب، که دمای هوای خارج ساختمان پایین می‌آید؛ جریان حرارت برعکس شده و فضای داخلی ساختمان در دمای مطلوب نگه داشته می‌شود [۱].

یکی از عوامل مهم در طراحی سیستمهای غیرفعال خورشیدی نسبت طول به عرض ساختمان است که در این مقاله مقدار بهینه آن بدست آمده است. عامل دوم مساحت پنجره می‌باشد. با افزایش مساحت پنجره مقدار انرژی تابشی ورودی نیز افزایش می‌یابد؛ اما با افزایش این مساحت مقدار گرمای تلف شده از طریق پنجره نیز بیشتر می‌شود. از طرفی افزایش بیش از حد مساحت پنجره باعث ورود گرمای بیش از حد خورشید به داخل ساختمان شده، که این گرما ساختمان را از شرایط آسایش خارج می‌کند، لذا بایستی از ساختمان خارج شود. از این رو بسته به شرایط آب و هوایی و مقدار تابش خورشید در هر موقعیت اقلیمی یک مساحت بهینه برای پنجره وجود دارد که در نتیجه کمترین نیاز به استفاده از انرژی کمکی را در پی خواهد داشت.

در ساختمانهای با طول زیاد، پنجره به تنهایی پاسخگوی نیاز گرمایشی و روشنایی ساختمان نیست. لذا ترکیب دو سیستم پنجره رو به جنوب و نورگیر در نظر گرفته شده و بهترین زاویه شیب نورگیر و مساحت بهینه هر کدام جهت کمترین نیاز به استفاده از انرژی‌های کمکی محاسبه شده است.

گرم کردن ساختمانها با استفاده از انرژی خورشید، ایده تازه‌ای بود که در سالهای ۱۹۳۰ مطرح و در طول یک دهه به پیشرفتهای قابل توجهی نائل آمد. اولین خانه خورشیدی در انستیتو تکنولوژی ماساچوست^۱ آمریکا در سال ۱۹۳۸ ساخته شد. بحران انرژی در سال ۱۹۷۴ و از طرفی پیشرفت تکنولوژی و ساخت کلکتورهای خورشیدی و احتمال کاهش و یا اتمام بعضی از منابع زیر زمینی بار دیگر توجه جهانیان را به انرژی خورشیدی جلب کرد [۲].

در سال ۲۰۰۵ وانگ^۲ و همکاران برای شهر مونترال کانادا جنس و جهت دیوارهای ساختمان، مساحت پنجره‌ها، نسبت طول به عرض ساختمان و مقدار عایق کاری را به عنوان متغیر در نظر گرفتند و مسئله را با استفاده از الگوریتم ژنتیک از لحاظ مینیمم انرژی کمکی مورد نیاز و مینیمم هزینه بهینه سازی کردند. نتایج بدست آمده توسط آنها نشان می‌دهد که اگر چه استفاده از دیوارهای سبک اقتصادی تر است، اما دیوارهای سنگین از لحاظ میزان انرژی کمکی مورد نیاز ساختمان به صرفه تر اند. بهترین جهت گیری ساختمان رو به جنوب و بهترین نسبت طول به عرض ساختمان برابر یک (ساختمان مربعی شکل) می‌باشد. آنها مساحت پنجره را بین ۲۰٪ تا ۱۰۰٪ نمای ساختمان متغیر گرفتند و بهترین نتیجه را برای ۲۰٪ مساحت نمای ساختمان بدست آوردند [۳] و [۴].

در سال ۲۰۰۶ تیومان آکسوی^۳ و همکارش تأثیر شکل ساختمان و زاویه قرارگیری آن را بر انرژی گرمایی مورد نیاز ساختمانهای مسکونی برای شهر Elazig ترکیه (با آب و هوای سرد) مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیقات آنها نشان می‌دهد که بهترین شکل ساختمان مربعی و بهترین زاویه قرارگیری ۰° یعنی رو به جنوب است [۵].

در سال ۲۰۰۸ پاناو^۴ و همکاران با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای عرضهای جغرافیایی ۳۵° تا ۵۰° مقدار بهینه نسبت طول به عرض و زاویه قرارگیری ساختمانها را بدست آوردند. آنها بیان کردند که برای عرض جغرافیایی ۵۰° بهترین شکل ساختمان مربعی و برای عرض جغرافیایی ۴۵° بهترین شکل ساختمان به صورت یک مستطیل با طول نامحدود است. نتایج تحقیقات آنها نشان می‌دهد که برای کلیه این عرضهای جغرافیایی زاویه ساختمان بایستی بین ۱۵° تا ۱۵°- محدود بماند بجز برای عرض جغرافیایی ۵۰° که زاویه ساختمان می‌تواند ۴۵° تا ۴۵°- باشد [۶].

^۱ - MIT^۲ - Wang^۳ - Teoman Aksoy^۴ - Panao



طراحی شده و بهترین مساحت پنجره و نورگیر بدست آمده اند. در جدول ۱ برای ساختمانهای با طول و عرض متداول بهترین مساحت پنجره و بهترین مساحت نورگیر برای سه شهر در مناطق اقلیمی متفاوت محاسبه شده است.

جدول ۱: بهترین مساحت پنجره و نورگیر محاسبه شده برای طول و عرضهای متداول ساختمان

بهترین مساحت نورگیر (m ²)			بهترین مساحت پنجره رو به جنوب (m ²)			طول (m)	عرض (m)
شهر	طول (m)	عرض (m)	شهر	طول (m)	عرض (m)	طول (m)	عرض (m)
تهران	۳/۱۹	۵/۳	تهران	۵/۹	۷/۹	۴/۸	۱۰
تهران	۳/۹۶	۵/۷۶	تهران	۶/۸۱	۸/۹۵	۵/۶	۱۲
تهران	۵/۱۵	۷/۳۵	تهران	۷/۶۵	۹/۴۵	۶/۵	۱۵
تهران	۴/۹۲	۶/۸	تهران	۸/۴۳	۱۰/۵	۷/۲	۱۲
تهران	۶/۰۴	۸/۰۷	تهران	۹/۳۲	۱۱/۴	۸/۱۸	۱۴
تهران	۶/۳۶	۸/۴۵	تهران	۱۱/۶۷	۱۳/۸۷	۱۰/۵	۱۴
تهران	۷/۳۵	۹/۴۵	تهران	۱۲/۳۹	۱۴/۴۵	۱۱/۲	۱۶
تهران	۷/۸۴	۹/۹۳	تهران	۱۵/۰۲	۱۷/۲	۱۳/۹	۱۶
تهران	۹/۲۳	۱۰/۳۳	تهران	۱۵/۷۶	۱۷/۵۵	۱۴/۶	۱۸
تهران	۹/۶۵	۱۰/۷۵	تهران	۲۰/۰۳	۲۲/۰۵	۱۸/۹	۱۸
تهران	۱۰/۱۳	۱۲/۲۳	تهران	۲۰/۸۳	۲۲/۷۳	۱۹/۶	۲۰

مراجع

- ۱- رئوفی راد، مجید، ۱۳۸۵. "طراحی سیستم‌های خورشیدی ساختمان در ایران"، شرکت بهینه سازی مصرف سوخت.
- ۲- حاج سقطی، اصغر، ۱۳۸۰. "اصول و کاربرد انرژی خورشیدی" انتشارات دانشگاه علم و صنعت.
- 3- WeiminWang, Radu Zmeureanu, Hugues Rivard, Applying multi-objective genetic algorithms in green building design optimization, Building and Environment VOL.40, PP.1512-1525, (2005)
- 4- WeiminWang, Hugues Rivard, Radu Zmeureanu, An object-oriented framework for simulation-based green building design optimization with genetic algorithms, Advanced Engineering Informatics VOL.19, PP.5-23, (2005)
- 5- Teoman Aksoy U, Inalli Mustafa, Impacts of some building passive design parameters on heating demand for a cold region, Building and Environment, VOL.41, PP.1742-1754, (2006)
- 6- Marta J.N. Oliveira Pano, Helder J.P. Goncalves, Paulo M.C. Ferrao, Optimization of the urban building efficiency potential for mid-latitude climates using a genetic algorithm approach, Renewable Energy, VOL.33, PP.887-896, (2008)
- 7- Duffie JA, Beckman WA. Solar Engineering of Thermal Processes. New York: Wiley, (1982)
- ۸- بهادری نژاد، مهدی، میرحسینی، سیدعباس، "ضریب صافی هوا برای شهرهای مختلف ایران"، سومین همایش بهینه سازی مصرف سوخت در ساختمان، تهران، ۲۸ و ۲۹ بهمن ۱۳۸۲، صفحات ۶۰۳ تا ۶۱۹

در کار حاضر با استفاده از روش انرژی غیر قابل بهره برداری، برای ابعاد و مساحت‌های مختلف ساختمان سیستم‌های غیر فعال خورشیدی طراحی و از لحاظ مینیمم انرژی کمکی با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی شده است. از آنجا که در سیستم‌های خورشیدی نتایج حاصله به شدت تحت تأثیر عواملی از جمله دمای هوا و تغییرات آن در طول شبانه روز، مقادیر تابش، ضریب صافی هوا، عرض جغرافیایی محل و می‌باشد، لذا نتایج حاصل از این پژوهش قابل مقایسه با تحقیقات انجام شده در سایر کشورها که در شرایط اقلیمی متفاوتی قرار دارند، نیست. از طرفی در هیچ کدام از تحقیقات پیشین اثر نورگیر در نظر گرفته نشده است.

روش حل مسأله

در این پژوهش ابتدا مقدار تابش خورشید بر ضلع جنوبی ساختمان و مقدار انرژی خورشیدی عبوری از هر متر مربع پنجره رو به جنوب و جذب شده توسط اتاق محاسبه شده است. سپس مقدار بار حرارتی کل ساختمان که شامل اتلافات ساختمان از دیوارها، کف، سقف، پنجره و همچنین اتلافات ناشی از نفوذ و نشت هوا می‌باشد، تعیین گردیده است. جهت بدست آوردن ضرایب انتقال حرارت، یک ساختمان استاندارد که بر اساس اصول مبحث نوزدهم مقررات ملی ساختمان عایق بندی شده در نظر گرفته شده است. سپس با استفاده از روش انرژی غیر قابل بهره برداری^۱ [۷] برای ابعاد و مساحت‌های مختلف ساختمان سیستم‌های غیر فعال خورشیدی طراحی و از لحاظ مینیمم انرژی کمکی بهینه سازی شده است. اطلاعات هواشناسی مورد نیاز از سازمان هواشناسی کشور تهیه شده است. جهت مقدار متوسط ضریب صافی هوا نیز از مطالعات بهادری نژاد و میرحسینی استفاده شده است [۸].

نتیجه‌گیری

با حل مسأله در حالات مختلف دیده می‌شود که هرچه نسبت طول به عرض ساختمان به یک نزدیکتر باشد (ساختمان مربعی) بار حرارتی ساختمان کمتر خواهد بود.

بهترین مساحت پنجره در شرایط آب و هوایی شهر کرمان در حدود ۹ الی ۱۴ درصد، در شهر بندرعباس ۱۲ الی ۱۷ درصد و در شهر کرد حدود ۱۰ الی ۱۵ درصد مساحت زیر بنای ساختمان می‌باشد؛ که عدد فوق بستگی به نسبت طول به عرض ساختمان دارد.

با دقت در نتایج بدست آمده مشاهده می‌شود که بیشترین انرژی کمکی مورد نیاز مربوط به یک ساختمان منفرد و کمترین انرژی کمکی مورد نیاز مربوط به بلوک چهار طبقه است. لذا جهت کاهش نیاز گرمایی ساختمانها بهتر است که به جای ساخت ساختمانهای ویلایی، ساختمانها به شکل بلوکهای چند طبقه ساخته شوند.

در ماه ژانویه بیشترین تشعشع بر روی یک نورگیر با زاویه 60° نسبت به افق وجود دارد، اما مقدار تابش بر روی آن برای ماههای گرم سال نیز نسبتاً زیاد است؛ لذا بهترین حالت قرارگیری نورگیر به صورت عمودی است که مقدار تشعشع دریافتی آن در ماههای سرد تفاوت زیادی با یک نورگیر با زاویه 60° ندارد، ولی در عین حال تشعشع دریافتی آن در تابستان بسیار کمتر است.

پس از انتخاب بهترین زاویه نصب نورگیر، با ترکیب دو سیستم غیر فعال پنجره رو به جنوب و نورگیر سقفی با زاویه 90° دوباره خانه خورشیدی

^۱ - Unutilizability Method (UU method)



مدل سازی یک ذخیره ساز انرژی دارای مواد با تغییر فاز (PCM)

محمد رستمی زاده^{۱*}، مهرداد خانلرخانی^۲، مجتبی صدرعاملی^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی مهندسی، بخش مهندسی شیمی m_Rostamizadeh@yahoo.com

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی مهندسی، بخش مهندسی شیمی mkhanlarkhani@yahoo.com

^۳ استاد مهندسی شیمی، دانشگاه تربیت مدرس، دانشکده فنی مهندسی، بخش مهندسی شیمی sadramel@modares.ac.ir

چکیده

سیستم های ذخیره ساز انرژی گرمایی نقش مهمی را در صنایع گوناگون و کاربرد های تجاری و مسکونی دارد. جهت ذخیره سازی انرژی در این سیستم ها از مواد با تغییر فاز (PCM) استفاده میشود. ذخیره سازی گرمای نهان در یک ذخیره ساز انرژی دارای PCM بدلیل دانسیته بالای ذخیره انرژی و ثابت بودن تقریبی دما در حین فرآیند تغییر فاز، مورد توجه می باشد. افزایش ظرفیت ذخیره سازی انرژی در بناها می تواند از طریق کاهش نوسان دمای هوای داخل خانه ها باعث راحتی هر چه بیشتر انسان شود، بطوریکه دمای هوای داخل خانه برای مدت طولانی نزدیک به دمای مطلوب باشد. در این تحقیق، یک مدل ریاضی بر پایه فرمولاسیون آنتالپی برای یک ذخیره ساز انرژی با صفحات تخت که در بین صفحات هوا جریان دارد، ارائه شده است و با استفاده از آنالیز عددی مورد بررسی قرار گرفته است. اثر ضخامت PCM استفاده شده در ذخیره ساز بر روی توزیع دما در لایه PCM و اثر مقدار PCM بر روی زمان ذوب شدن بررسی شده است. نتایج نشان می دهد بین مقدار PCM بکار رفته و زمان ذوب رابطه خطی برقرار است و کاهش ضخامت PCM باعث بهبود عملکرد PCM می شود.

کلمات کلیدی: سرمایش و گرمایش ساختمان، ذخیره سازی انرژی گرمایی، PCM، مدل سازی

۲- روش

موضوع این تحقیق، ذخیره ساز انرژی با صفحات تخت می باشد بطوریکه صفحات تخت به صورت یک ظرف مستطیلی پر شده از PCM (شکل ۱) است. در این تحقیق از حل همزمان انتقال حرارت جابجایی گذرا بین HTF^۱ و PCM استفاده شده است که در این تحقیق نیز از این روش استفاده شده است. فرضیات انجام شده در مدل سازی عبارت اند از:

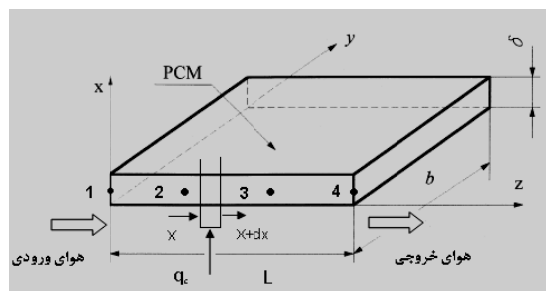
- (a) اثر جابجایی آزاد در طول ذوب قابل صرف نظر کردن است.
- (b) PCM دارای نقطه ذوب معین است (PCM ایزوترمال است).
- (c) خواص PCM برای حالت مایع و جامد متفاوت است اما مستقل از دما هستند.
- (d) PCM همگن و ایزوتروپیک است.
- (e) مقاومت حرارتی دیواره ظرف قابل صرف نظر کردن است.

۲-۱- مدل ذخیره ساز انرژی به صورت جریان هوا در یک مجرا

با در نظر گرفتن ذخیره ساز انرژی به عنوان یک مجرا با جریان هوا، از طریق موازنه حرارتی برای یک المان dx (شکل ۱) پروفایل دمای هوا به صورت رابطه (۱) بدست می آید که در آن

$$T(0) = T_0 \quad (1)$$

$$T(x) = T_{PCM} + (T_0 - T_{PCM})e^{-\frac{PU_{PC}}{u_{APC}}x}$$



شکل ۱- ابعاد ظرف حاوی PCM و مکان گره های در نظر گرفته شده

در مدل PCM، دما در جهت x توزیع یافته و در جهت y توده ای در نظر گرفته شده است.

دومین کنفرانس گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع

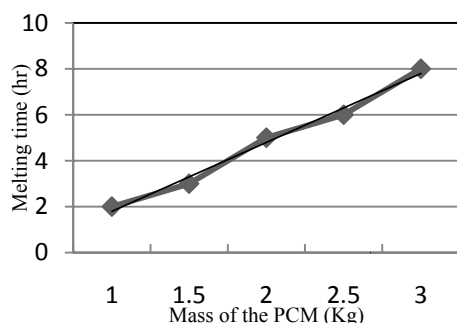
با جایگزین کردن رابطه هدایت گرمایی فوریه و ابعاد PCM رابطه (۲) حاصل می شود.

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{h}{\delta} (T_{Air} - T_P) - \rho \lambda \frac{\partial f_i}{\partial t} = \rho C \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

مقدمه

دانشمندان در سراسر جهان به دنبال منابع انرژی جدید و تجدید پذیر هستند. یکی از گزینه هایی که مورد توجه قرار گرفته، دستگاه های ذخیره سازی انرژی است که به عنوان مهمترین منابع جدید انرژی معرفی شده است همچنین بدلیل آلودگی زیست محیطی کمتر نسبت به انرژی های تجدید ناپذیر، سیستم های ذخیره سازی انرژی گرمایی، انگیزه لازم برای توجه به ذخیره سازی انرژی گرمایی ایجاد می کنند. اخیراً توجهات قابل ملاحظه ای به کاربرد گوناگون PCM از جمله گرم کردن آب [۱]، گرمایش و سرمایش بناها [۲،۳]، خنک سازی الکتریکی [۴] و غیره شده است. یکی از ویژگی های قابل ذکر مواد PCM اینست که آنها می توانند انرژی نهان را بخوبی انرژی محسوس ذخیره نمایند. به منظور خنک کردن اتاق با استفاده از هوای سرد شب، مواد PCM به صورت لایه ای در دیواره قرار داده می شوند. مکانیسم بدینگونه است که در خلال شب PCM به شکل بلور (جامد) در می آیند و انرژی آزاد می کنند و در طول روز هوای محیط در واحد گردش کرده و PCM انرژی آنرا می گیرد (تغییر فاز داده) و هوای داخل خنک می شود. مشخصه PCM اینست که در محدوده دمایی مورد نظر ظرفیت گرمایی آن افزایش می یابد. به خاطر این اصل، PCM در طراحی سیستم های تهویه مورد استفاده قرار می گیرند.

¹ Heat Transfer Fluid



شکل ۳- تغییرات زمان ذوب با جرم PCM

۵- جمع بندی

هدف این تحقیق، ارائه یک مدل برای PCM بکار رفته در ذخیره ساز انرژی با صفحات تخت است بطوریکه لایه PCM با هوای عبوری از داخل سیستم تبادل حرارت می کند. روزها بدلیل دمای بالای هوای عبوری، PCM ذوب می شود و در طول شب، بدلیل دمای پایین هوا، منجمد می شود. به منظور اینکه PCM بتواند در طول شبانه روز حداکثر کارایی را داشته باشد ضخامت لایه PCM با توجه به دمای هوا، بایستی طوری انتخاب شود که تمام PCM بتواند ذوب و جامد شود که برای PCM مورد مطالعه، ضخامت مطلوب ۵mm بدست آمد. ظرف حاوی PCM بایستی براساس مقدار PCM مورد استفاده، طوری طراحی شود که کل PCM در طول روز ذوب شود در واقع حداکثر گرمای ممکن را از هوا بگیرد. نتایج حاصل از این تحقیق نشانگر رابطه خطی بین جرم PCM و زمان ذوب شدن می باشد.

مراجع

- [1] U. Stritih, 2003, Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage system for buildings, Energy Build. Vol. 35, pp. 1097-1104.
- [2] Z.A. Hammou, M. Lacroix, 2005, A new PCM storage system for managing simultaneously solar and electric power, Energy Build. Vol. 38, pp. 258-265.
- [3] Z.A. Hammou, M. Lacroix, 2006, A hybrid thermal energy storage system for managing simultaneously solar and electric energy, Energy Conv. Manage. Vol. 47, pp. 273-288.
- [4] F.L. Tan, C.P. Tso, 2004, Cooling of mobile electronic devices using phase change materials, Appl. Therm. Eng. Vol. 24, pp. 159-169.
- [5] Fujii I. and Yano N, 1996, A consideration on phase change behavior of latent heat storage material, In Proceedings of the Society of Heating, Air-conditioning and Sanitary Engineers of Japan.

در رابطه بالا f_i کسر مایع است. در حالتی که PCM به حالت جامد و یا مایع باشد، f_i یک مقدار ثابت خواهد بود ($\frac{\partial f_i}{\partial t} = 0$)، دمای هر گره از رابطه (۳) بدست می آید.

$$T_{i,j+1} = T_{i,j} + \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} [T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}] + \frac{h \Delta t}{\rho \delta C_p} (T_{Air} - T_p) \quad (3)$$

در حالیکه به هنگام تغییر فاز، کسر مایع تابعی از زمان خواهد بود ($\frac{\partial f_i}{\partial t} \neq 0$). اما دما با زمان تغییر نمی کند ($\frac{\partial T}{\partial t} = 0$) بنابراین دمای هر گره از رابطه (۴) بدست می آید.

$$f_{i,j+1} = f_{i,j} + \frac{k \Delta t}{\rho \lambda \Delta x^2} [T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}] + \frac{h \Delta t}{\rho \lambda \delta} (T_{Air} - T_p) \quad (4)$$

مدل بالا با در نظر گرفتن شرایط مرزی و اولیه برای PCM که داخل ذخیره ساز در اتاق قرار گرفته است، حل می شود.

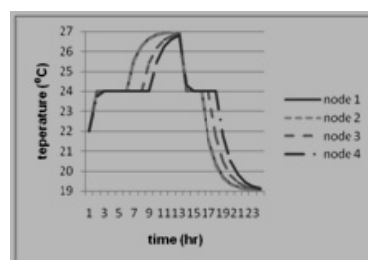
۳- تست مدل

عملکرد مدل ارائه شده، با نتایج مطالعه تجربی ارائه شده توسط فیوجی [۵] مورد ارزیابی قرار گرفته است. در این مطالعه PCM مورد استفاده برای آزمایشات، هگزا کلرید کلسیم ($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$) می باشد. مدل کامپیوتری براساس شرایط آزمایش اجرا شد که نتایج حاصل برای تغییرات دمایی PCM با داده های تجربی تطابق قابل قبولی دارد.

۴- بحث و نتیجه گیری

در تحقیق حاضر، ظرف حاوی PCM بکار رفته در ذخیره ساز انرژی دارای ابعاد $8 \times 16 \times 80$ mm می باشد. سرعت هوا برابر است با 5 m/s و دمای هوا نیز در طول روز 27°C و در شب 19°C فرض شده است. شکل ۲ پروفایل دمایی هریک از گره های PCM را در طول شبانه روز در ضخامت های ۵ میلی متر نشان می دهد. با افزایش ضخامت PCM بدلیل افزایش مقاومت در برابر انتقال حرارت، PCM نمی تواند مسیر کامل تغییرات دما را طی کند. چنانکه در PCM با ضخامت 10 mm فقط اندکی دمای گرهها بیشتر از دمای ذوب می شود و PCM با ضخامت 15 mm دمایش هرگز به بالاتر از 24°C نمی رسد که این بازدهی PCM را در ذخیره سازی انرژی پایین می آورد بنابراین بایستی با توجه به نوع استفاده از PCM و محدوده دمایی عملیاتی، ضخامت مطلوب برای PCM انتخاب شود تا حداکثر ذخیره سازی انرژی حاصل گردد.

زمان ذوب PCM بکار رفته، یکی از پارامترهای ضروری برای تعیین اندازه و شکل ظرف حاوی PCM است بدین منظور، ظرف حاوی PCM بایستی طوری طراحی گردد که در پایان روز، کل PCM موجود ذوب گردد. در این صورت حداکثر بازده حاصل خواهد گردید. اثر مقدار PCM پر شده در ظرف، روی زمان ذوب PCM در شکل ۳ آمده است. برای مقادیر زیاد PCM پر شده در ظرف، زمان ذوب افزایش می یابد و رابطه زمان ذوب با جرم PCM را با تقریب خوبی می توان خطی در نظر گرفت.



شکل ۲- تغییرات دمای لایه PCM با ضخامت ۵ mm



فن آوری های نوین در تهویه مطبوع

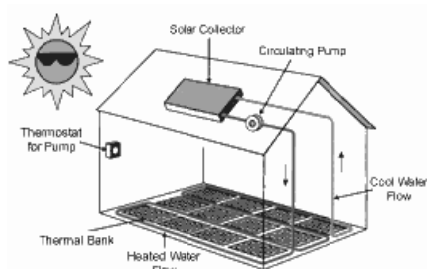


مطالعه عملکرد یک سیستم ذخیره‌کننده انرژی جهت تامین بار گرمایشی ساختمان‌های مسکونی

جاماسب پیرکندی^۱، علی کشاورز^۲، مجید قاسمی^۳^۱ دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ j_pirkandi@dena.kntu.ac.ir^۲ دانشیار، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ valian@kntu.ac.ir^۳ دانشیار، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ ghasemi@kntu.ac.ir

چکیده

خورشید جذب کرده و دمای داخلی خود را در حدود معین و ثابتی تنظیم می‌کند و در هنگام شب انرژی ذخیره شده را به محیط پیرامون خود پس می‌دهند. با استفاده از این مواد در هزینه‌های تامین انرژی صرفه جویی‌های زیادی می‌شود، زیرا که برای کارکرد این سیستمها فقط وجود اختلاف دما در شب و روز کافی بوده و نیازی به تامین انرژی توسط سیستم‌های دیگر نیست [۴ و ۵]. در شکل (۱) یک نمونه از سیستم‌های ذخیره‌کننده انرژی که جهت ذخیره سازی انرژی گرمایی در منازل مسکونی بکار می‌رود، نشان داده شده است.



شکل ۱: شماتیک نحوه نصب یک سیستم ذخیره کننده حرارتی در ساختمان

در این سیستم‌های اشاره شده پی‌سی‌ام‌ها به عنوان یک ماده تغییر فاز دهنده در داخل محفظه های استوانه ای شکلی در کف ساختمان قرار داده می‌شوند. انرژی حرارتی خورشید توسط کلکتورهای نصب شده در بالای ساختمان که محتوی آب می باشد، جذب شده و در ادامه آب گرم شده در آنها توسط یک پمپ به سمت سیستم‌های ذخیره‌کننده نصب شده در کف ساختمان هدایت می گردد. حرارت موجود در آب گرم به ذخیره‌کننده‌های حرارتی حاوی پی‌سی‌ام منتقل شده و در آنها ذخیره می شود. ذخیره-کننده‌های حرارتی اغلب استوانه‌هایی هستند که محتوی پی‌سی‌ام بوده و کار ذخیره‌سازی حرارتی را در روز و آزادسازی آن را در شب انجام می‌دهند. این فرآیند بسته به نوع پی‌سی‌ام در نوسانات دمایی بالا و پایین ۲۱ درجه سلسیوس انجام می‌گیرد. از مزایای این سیستم می‌توان به راه‌اندازی ارزان، نصب آسان، بی‌خطر بودن و عمر طولانی اشاره کرد [۶ و ۷]. در این تحقیق یک سیستم ذخیره کننده انرژی جدید جهت کاربرد در ساختمان‌های مسکونی پیشنهاد شده و عملکرد آن در حالت شارژ و دشارژ بررسی می شود.

معادلات حاکم بر انتقال حرارت بر پایه روش آنتالپی

بر اساس روش آنتالپی معادله انرژی برای حالت گذرا در سیال عامل و پی-سی‌ام را می‌توان به صورت زیر بیان کرد: [۵]

زندگی روزمره مردم در جهان منوط به تولید و مصرف انرژی می‌باشد و لذا عرضه و تقاضای آن در جوامع بشری دائماً رو به افزایش نهاده است. با توجه به کارایی و قابلیت بالای مواد تغییر فاز دهنده در سیستم‌های ذخیره کننده انرژی، استفاده از آنها در این نوع از سیستم‌ها مورد نظر بسیاری از کشورهای پیشرفته جهان می‌باشد. هدف از این مقاله مطالعه عملکرد یک سیستم ذخیره کننده انرژی جهت تامین بار گرمایشی ساختمان‌های مسکونی می باشد. سیستم بررسی شده از دو سیلندر هم مرکز تشکیل می‌شود، که لوله داخلی از ماده تغییر فاز دهنده پر شده و سیال عامل (آب) نیز در جداره بیرونی سیلندر جاری می‌باشد. نحوه کار سیستم به صورت تناوبی می‌باشد. معادلات دیفرانسیل حاکم بر انتقال حرارت در سیال و محیط ذخیره‌کننده با در نظر گرفتن شرایط اولیه و شرایط مرزی به صورت عددی و به روش حجم محدود گسسته شده و سپس با روش‌های تکراری حل شده‌اند. در نهایت توزیع دما در این سیستم ذخیره کننده انرژی در طول زمان شارژ و دشارژ بدست آمده و نتایج دو حالت با هم مقایسه شده‌اند.

کلمات کلیدی: سیستم ذخیره‌کننده انرژی - مواد تغییر فاز دهنده - بهینه سازی انرژی - انرژی خورشیدی

مقدمه

در حال حاضر ۷۷ درصد کل انرژی مصرفی جهان را سوخت‌های فسیلی تشکیل می‌دهند. منابع فسیلی از نظر جغرافیایی بسیار محدود بوده و مصرف آنها خطر افزایش گازهای گلخانه‌ای را بدنبال دارد که بر اثر این پدیده کره زمین گرمتر شده و اثرات نامطلوب بر آب و هوا و شرایط زیست محیطی وارد می‌سازد. محققین در جهان معتقدند که باید پایه انرژی از نفت خارج گردیده و تامین آن از طریق انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی‌های آبی، بادی و خورشیدی صورت گیرد [۱]. یکی از کاربردهای مهم انرژی خورشیدی استفاده از آن در سیستم‌های ذخیره‌کننده انرژی می باشد. در سالهای اخیر سیستم‌های ذخیره‌کننده انرژی مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است [۲]. ظرفیت بالای ذخیره‌سازی انرژی حرارتی باعث می‌شود تا امکان ساخت ذخیره‌کننده‌های کوچک فراهم گردد و بتوان آنها را به‌صورت فشرده تولید کرد. مواد تغییر فاز دهنده بکار برده شده در این سیستم‌ها اصطلاحاً پی‌سی‌ام^۱ نامیده می‌شوند [۳]. پی‌سی‌ام‌هایی که در سیستم‌های ذخیره‌کننده انرژی بکار می‌روند در هنگام روز انرژی حرارتی را از سیستم‌های الکترونیکی، مکانیکی و همچنین منابع طبیعی از جمله

^۱ PCM (phase change material)



حل عددی

معادلات دیفرانسیل (۱) تا (۴) به هم وابسته بوده و باید پس از اعمال شرایط مرزی توسط روش‌های عددی به طور همزمان حل شوند. انفصال معادلات فوق به روش حجم محدود بوده که روش حل آنها بوسیله پتکار ارائه گردیده است [۸]. برای حل عددی معادلات حاکم از الگوریتم سیمپل و در تبدیل معادلات دیفرانسیل به معادلات جبری نیز از روش ضمنی استفاده شده است.

نتیجه‌گیری

یکی از سیاست‌های مهم بخش انرژی در کشور جایگزینی سوخت‌های فسیلی با منابع تجدیدپذیر و استفاده از سوخت‌های با صرفه و مطابق با استانداردهای محیط زیست است. در این راستا استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر همانند انرژی خورشیدی به جای سوخت‌های فسیلی مدنظر سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت قرار دارد. با توجه به کارایی و قابلیت بالای مواد تغییر فاز دهنده در ذخیره‌سازی انرژی، استفاده از آن‌ها در سیستم‌های ذخیره‌کننده انرژی به همراه انرژی خورشیدی مورد نظر بسیاری از کشورهای پیشرفته جهان می‌باشد. کشور جمهوری اسلامی ایران نیز به لحاظ دارا بودن مناطق آفتاب‌خیز فراوان از قابلیت بالایی جهت استفاده از انرژی خورشیدی برخوردار است. استفاده از این سیستم‌ها می‌تواند تا حدود زیادی باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی، کاهش آلودگی ناشی از سوخت‌های فسیلی و کاهش هزینه‌های سیستم‌های حرارتی و برودتی بکار رفته در کشور باشد. سیستم پیشنهادی این پروژه در مقایسه با سایر سیستم‌های مشابه بکار رفته (مانند شکل ۱)، دارای عمر طولانی بوده و همچنین روش نصب و راه اندازی و تعمیر و نگهداری آن آسان و ارزان می‌باشد. از ویژگیهای دیگر این سیستم می‌توان به ارزان بودن آنها، جلوگیری از متمرکز شدن هوای سرد در داخل ساختمان، جلوگیری از گرمایش و سرمایش متناوب، از بین بردن تشعشع‌های زیان آور، کم خطر بودن و قدرت ذخیره سازی بالای آنها اشاره کرد.

مراجع

- ۱- انجمن انرژی خورشیدی ایران، "حفظ محیط زیست با تولید انرژی از تابش خورشید"، خبرنامه انجمن انرژی خورشیدی، سال هشتم، شماره ۲۹.
2. Farid, M., Khudhair, A., Razack, S. and Hallaj, S., 2004, "A review on phase change energy storage: materials and applications", Energy Conversion and Management, Vol.45, pp.1597-1615.
3. "PCM Thermal Solutions guide Manual", 1163 E, Ogden Ave, Ste 705-345, Naperville, IL 60563, for more information see: www.pcm-solutions.com.
4. Esen, M., Durmus, A. and Durmus, A., 1998, "Geometric Design of Solar-Aided Latent Heat Store Depending on Various Parameters and Phase Change Materials", Solar Energy, Vol.62, No.1, pp.19-28.
5. Frankovic, B. and Lenic, K., "An Analysis of Phase Change Heat Transfer in a Solar Thermal Energy Store", Faculty of Engineering University of Rijeka, Vukovarska 58, HR-51000 Rijeka, Croatia, Europe.
6. Khudhair, A. and Farid, M., 2004, "A review on energy conservation in building applications with thermal storage by latent heat using phase change materials", Energy Conversion and Management, Vol.45, pp.263-275.
- ۷- جاماسب پیرکندی، علی کشاورز، ۱۳۸۱، "بررسی تاثیر ضریب انتقال حرارت جابجایی در بهینه‌سازی سیستم‌های ذخیره‌کننده انرژی"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی.
12. Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington, D.C.

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho_f H_f] = \frac{k}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial z} [\rho_f u H_f] \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_p H_p) = \frac{\partial}{\partial z} \left(K_p \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(K_p r \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) \quad (2)$$

رابطه بین دما و آنتالپی در سیال عامل، طبق رابطه (۳) مشخص می‌گردد:

$$T = \frac{H}{C} \quad (3)$$

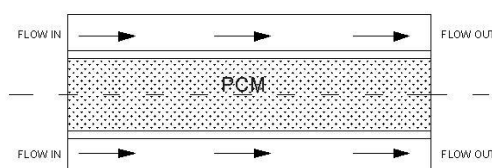
با توجه به تغییر فاز انجام گرفته در پی‌سی‌ام، آنتالپی آن طبق رابطه (۴) و در سه مرحله تعیین می‌گردد:

$$\begin{cases} H_{solid\ phase} \leq C_s(T_m - T_{ref}) & IF\ T_p < T_m \\ H_{liquid\ phase} > C_s(T_m - T_{ref}) + H_L & IF\ T_p > T_m \\ C_s(T_m - T_{ref}) < H_{melting\ duration} < C_s(T_m - T_{ref}) + H_L & IF\ T_p = T_m \end{cases}$$

در معادلات فوق T_m بیانگر دمای ذوب و T_{ref} بیانگر دمای اولیه پی‌سی‌ام می‌باشد.

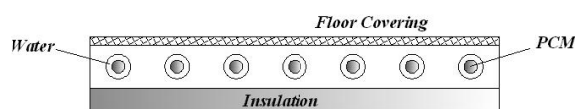
هندسه مساله

سیستم ذخیره کننده بررسی شده از دو سیلندر یا لوله هم‌محور^۱ تشکیل می‌شود، که لوله داخلی آن حاوی پی‌سی‌ام و جداره بیرونی آن نیز محتوی آب می‌باشد. هندسه مورد نظر به صورت شماتیک در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۲: هندسه مساله مورد بررسی در این پژوهش

در شکل‌های (۳) شماتیک نحوه نصب سیستم ذخیره‌کننده حرارتی مورد بحث در این پژوهش، نشان داده شده است.



شکل ۳: شماتیک نحوه نصب ذخیره‌کننده های حرارتی طراحی شده در کف ساختمان

فرضیات

جریان سیال درون لوله خارجی آرام و غیر قابل تراکم فرض شده و در هنگام ورود به سیستم نیز پر ویلف دما و سرعت یکنواختی دارد. دیواره‌های خارجی سیستم عایق فرض شده است. انتقال حرارت درون سیستم در راستای شعاعی متقارن بوده و از جابجایی آزاد در قسمت مایع پی‌سی‌ام صرف‌نظر شده است. در این سیستم فرض شده است که اگر دمای دورترین نقطه پی‌سی‌ام نسبت به محل ورود به ۹۸٪ دمای سیال ورودی برسد، پی‌سی‌ام به صورت کامل شارژ یا دشارژ شده است.

¹ Annular tube



بررسی تجربی اثر دمای محیط بر عملکرد پمپ حرارتی گازسوز

سپهر صنایع^۱، محمود چهارطاقی^۲

آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی- دانشکده مهندسی مکانیک- دانشگاه علم و صنعت ایران

^۱دانشیار، sepehr@iust.ac.ir^۲دانشجوی دکتری، chahartaghi@iust.ac.ir

چکیده

نظر به فراوانی منابع گاز طبیعی در کشور ایران، استفاده از پمپ‌های حرارتی گازسوز^۱ (GEHP) می‌تواند به عنوان یکی از دستگاه‌های مفید مدنظر قرار گیرد و بنابراین بررسی عملکرد آنها اهمیت فراوانی دارد. در این مقاله تأثیر دمای محیط، بر میزان مصرف سوخت و ضریب عملکرد یک نمونه واقعی پمپ حرارتی در هر دو حالت کارکرد سرمایش و گرمایش بررسی شده است. در حالت سرمایش با افزایش دمای محیط، مصرف سوخت افزایش و ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. اما در گرمایش با افزایش دمای محیط سوخت مصرفی کاهش و ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. کلمات کلیدی: پمپ حرارتی گازسوز، دمای محیط، مصرف سوخت، ضریب عملکرد

مقدمه

پمپ‌های حرارتی یکی از مهمترین دستگاههایی هستند که برای گرمایش و سرمایش ساختمانها به کار می‌روند و معمولاً شامل دو مبدل حرارتی در داخل و خارج فضای مسکونی بوده که در حالت گرمایش، مبدل داخلی، کندانسور و مبدل بیرونی اواپراتور بوده و در سرمایش مبدل داخلی، اواپراتور و مبدل بیرونی کندانسور می‌باشد. با توجه به کمتر بودن قیمت گاز طبیعی در مقایسه با قیمت برق استفاده از پمپ حرارتی گازسوز، به خصوص در نواحی که دارای منابع سرشار گاز طبیعی هستند، می‌تواند بسیار مفید باشد. در پمپ حرارتی گازسوز، از یک موتور گازسوز برای به حرکت درآوردن کمپرسور استفاده می‌شود.

در مقایسه با سیستم‌های تبرید و تهویه مطبوع با محرک الکتریکی، فعالیت‌های کمتری در مورد پمپ‌های حرارتی گازسوز انجام شده است. از جمله می‌توان به مطالعات Sasso و همکاران [۱]، Patel و Henderson [۲]، Zhang و همکاران [۳]، Hepbasli و همکاران [۴]، صنایع و چهارطاقی [۵] و Chahartaghi و Sanaye [۶] اشاره نمود. در بیشتر این مطالعات مدل‌سازی سیستم، خصوصاً سیکل تبرید صورت گرفته و کمتر اثر شرایط محیطی مدنظر قرار گرفته است.

بدین منظور در این مقاله بررسی تجربی اثر دمای محیط بر میزان سوخت مصرفی و ضریب عملکرد پمپ حرارتی گازسوز در هر دو حالت کارکرد سرمایشی و گرمایشی در آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی واقع در دانشگاه علم و صنعت ایران صورت گرفته است.

تعیین مشخصه‌های عملکرد پمپ حرارتی گازسوز

در پمپ حرارتی گازسوز نسی شده، مبدل‌های حرارتی در داخل و بیرون ساختمان به ترتیب در سرمایش و گرمایش، نقش اواپراتور و کندانسور را

دارند. با عبور هوا از روی کویل‌های این مبدل‌های حرارتی، می‌توان ظرفیت هر یک را تعیین نمود.

ظرفیت سرمایش اواپراتور و گرمایش کندانسور عبارت است از:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{a,eva} C_{pa} (T_{a,eva,i} - T_{a,eva,o}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{a,con} C_{pa} (T_{a,con,o} - T_{a,con,i}) \quad (2)$$

نرخ جرمی هوای عبوری از هر مقطع عبارت است از:

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot v_a \cdot A_a \quad (3)$$

با استفاده از موازنه انرژی در سیکل تبرید:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{Q}_{con} - \dot{Q}_{eva} \quad (4)$$

از طرفی ضریب عملکرد پمپ حرارتی گازسوز در سرمایش و گرمایش عبارت است از:

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_{eva,c}}{\dot{Q}_{in,c}} = \frac{\dot{Q}_{eva,c}}{\dot{V}_{f,c} \cdot q_{LHV} \cdot \eta_{comb}} \quad (5)$$

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_{con,h}}{\dot{Q}_{in,h}} = \frac{\dot{Q}_{con,h}}{\dot{V}_{f,h} \cdot q_{LHV} \cdot \eta_{comb}} \quad (6)$$

اندازه‌گیری دما و سرعت هوا، توسط سنسورهای مربوطه صورت می‌گیرد. سوخت مصرفی موتور نیز توسط دستگاه اندازه‌گیری جریان گاز و فشار مبرد در بخش‌های مختلف نیز توسط سنسور فشار داخلی تعیین می‌شود.

نتایج و بحث

با اندازه‌گیری سرعت هوا در هر مقطع، نرخ جرمی هوا تعیین شده (رابطه (۳)) و با اندازه‌گیری دمای هوا در مقطع ورودی و خروجی هر مبدل توسط روابط (۱) و (۲) ظرفیت مبدل‌های حرارتی تعیین می‌شود. نرخ حجمی سوخت مصرفی نیز توسط دستگاه اندازه‌گیری جریان گاز تعیین می‌شود. بر این اساس ضریب عملکرد در هر دو حالت سرمایش و گرمایش توسط روابط (۵) و (۶) حاصل می‌گردد. حداکثر خطای آزمایش برای ظرفیت سرمایش/گرمایش، میزان سوخت مصرفی و ضریب عملکرد به ترتیب ۲/۷۵، ۵ و ۵/۷ درصد حاصل شده است. بازده احتراق ۹۵ در صد در نظر گرفته شده است.

سرمایش

در سرمایش مبدل حرارتی داخلی اواپراتور و مبدل حرارتی بیرونی کندانسور می‌باشد. تست در شرایطی که سیستم به حالت پایدار می‌رسد صورت می‌گیرد و مبدل حرارتی داخلی در ظرفیت نامی خود تنظیم می‌گردد. با افزایش دمای هوای بیرون، فشار کندانسور و فشار تخلیه کمپرسور افزایش می‌یابد. اما فشار اواپراتور که در داخل قرار دارد تغییر قابل ملاحظه‌ای

^۲ : Uncertainty^۱ : Gas engine heat pumps



فهرست علائم و اختصارات

A	سطح مقطع (m^2)
C_p	گرمای ویژه فشار ثابت ($kJ/kg.K$)
$\dot{m}$	نرخ جرمی (kg/s)
q_{LHV}	ظرفیت حرارتی پایین سوخت (kJ/m^3)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
T	دما ($^{\circ}C$)
V	سرعت (m/s)
$\dot{V}$	نرخ حجمی (m^3/s)
$\dot{W}$	توان (kW)

علائم یونانی

ρ	چگالی (kg/m^3)
η	بازده (—)

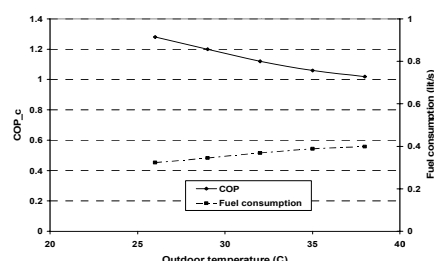
زیرنویسها

a	هوا
c	سرمایش
comb	احتراق
comp	کمپرسور
con	کندانسور
eva	اوپراتور
f	سوخت
h	گرمایشی
i	داخلی
o	خارجی

مراجع

- 1- Cascetta, F., Sasso, M., Sibilio, S., 1995, "A metrological analysis of the in-situ evaluation of the performance of a gas engine-driven heat pump", Measurement. Vol.16, pp. 209-217.
- 2- Patel, J., Henderson, H.I., 1998, "Comparing gas-engine cooling systems", ASHRAE Journal., Vol.40, pp. 65-69.
- 3- Zhang, R. R., Lu, X.S., Li, S.Z., Lin, W.S., and Gu, A.Z., 2005, "Analysis on the heating performance of gas engine driven air to water heat pump based on a steady state model", Energy Conversion and Management, Vol.46 pp. 1714-1730.
- 4- Hepbasli, A., Erbay, Z., Icier, F., Colak, N., and Hancioglu, E., 2009, "A review of gas engine driven heat pumps (GEHPs) for residential and industrial applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.13, pp. 85-99.
- ۵- سپهر صنایع، محمود چهارطاقی، ۱۳۸۸، "مدلسازی و بررسی عملکرد سیستم‌های پمپ حرارتی گازسوز"، اولین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، تهران، هتل المپیک.
- 6- Sanaye S, Chahartaghi M, 2010, "Thermal Modeling and Operating Tests for the Gas Engine Driven Heat Pump Systems", Energy, Vol. 35, pp. 351-363.

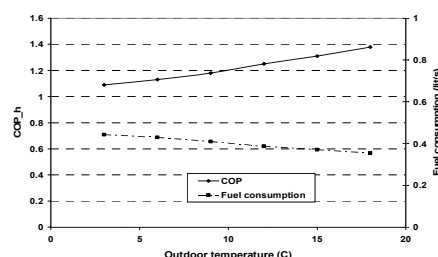
نمی‌کند. از طرفی با افزایش فشار تخلیه کمپرسور، نسبت فشار و در نتیجه توان مصرفی آن افزایش می‌یابد. بنابراین موتور برای به حرکت در آوردن کمپرسور به سوخت بیشتری نیاز دارد. این امر با توجه به کاهش نسبتاً جزئی در ظرفیت اوپراتور، منجر به کاهش ضریب عملکرد می‌شود. (شکل (۱))



شکل ۱ تغییرات سوخت مصرفی و ضریب عملکرد پمپ حرارتی گازسوز با دمای محیط بیرون در حالت سرمایش

گرمایش

در گرمایش با کاهش دمای هوای بیرون، فشار اوپراتور (مبدل بیرونی) و فشار مکش کمپرسور کاهش می‌یابد. اما فشار کندانسور تغییر قابل ملاحظه‌ای نمی‌کند. بنابراین نسبت فشار کمپرسور و در نتیجه توان مصرفی آن افزایش می‌یابد و موتور برای به حرکت در آوردن کمپرسور به سوخت بیشتری نیاز دارد. این امر با توجه به کاهش نسبتاً جزئی ظرفیت کندانسور، منجر به کاهش ضریب عملکرد می‌شود. (شکل (۲))



شکل ۲ تغییرات سوخت مصرفی و ضریب عملکرد پمپ حرارتی گازسوز با دمای محیط بیرون در حالت گرمایش

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله تأثیر دمای محیط، بر عملکرد پمپ حرارتی گازسوز بررسی شده است. بدین منظور یک نمونه پمپ حرارتی گازسوز نصب گردیده و تست تجربی جهت تعیین مشخصه‌های عملکرد در هر دو حالت کارکرد سرمایش و گرمایش بررسی شده است. در حالت سرمایش با افزایش دمای محیط از ۲۶ به ۳۸ $^{\circ}C$ ، نسبت فشار کمپرسور و توان مصرفی آن افزایش می‌یابد و در نتیجه مصرف سوخت به اندازه ۲۳/۵۵٪ افزایش و ضریب عملکرد به اندازه ۲۰/۲٪ کاهش می‌یابد اما در گرمایش با افزایش دمای محیط از ۳ به ۱۸ $^{\circ}C$ ، توان مصرفی کمپرسور کاهش یافته، بنابراین مصرف سوخت به اندازه ۲۵٪ کاهش و ضریب عملکرد به اندازه ۲۱/۱٪ افزایش می‌یابد. حداکثر خطای مربوط به نتایج تجربی برای ظرفیت سرمایش/گرمایش، سوخت مصرفی و ضریب عملکرد به ترتیب ۵/۲، ۵ و ۵/۷٪ حاصل شده است.



شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت از یک پنجره دو جداره و بررسی ابعاد بهینه فاصله و نوع گاز بین دو جداره

قنبر علی شیخ‌زاده^۱، ابوالفضل فتاحی^۲، علی خرم^۳^۱استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان، sheikhz@kashanu.ac.ir^۲دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان، abolfazlfa2008@yahoo.com^۳کارشناس مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان، khoram.ali@gmail.com

چکیده

در این مقاله با شبیه‌سازی عددی یک پنجره دو جداره به کمک نرم افزار گمبیت و فلوئنت به بررسی انتقال حرارت از آن پرداخته و کارایی پنجره دو جداره در فصل زمستان مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. مشاهده شده است که گاز کریپتون به عنوان گاز پرکننده نسبت به هوا و آرگون، باعث اتلاف حرارتی کمتری شده و هوا نسبت به کریپتون و آرگون کاهش اتلاف حرارتی کمتری را باعث می‌شود. همچنین افزایش فاصله گازی به بیش از ۲۰mm تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر کاهش اتلاف حرارتی ندارد. افزایش ارتفاع پنجره نیز باعث افزایش شارحرارتی و در نتیجه افزایش اتلاف حرارتی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که اتلاف انرژی با افزایش اختلاف دمای دو جداره برای هوا بیشتر است، اما مقدار افزایش اتلاف انرژی با افزایش اختلاف دما برای کریپتون بیشتر از هواست. کلمات کلیدی: پنجره دو جداره، شبیه‌سازی عددی، فاصله گازی، اتلاف حرارتی

مقدمه

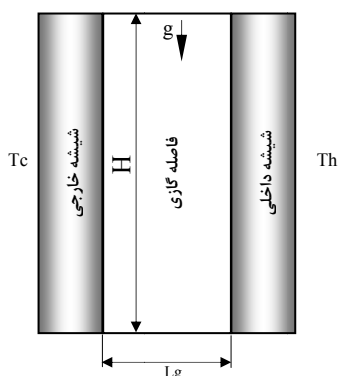
مصرف انرژی در بخش خانگی و تجاری با رشد متوسط ۵/۹٪ در دهه گذشته و سهم حدود ۳۳/۲٪ که ارزش آن براساس قیمت‌های جهانی بالغ بر ۶ میلیارد دلار می‌شود، بیشترین مصرف را در کشور به خود اختصاص داده است [۱]. سهم بالای بخش ساختمان در مصرف انرژی کشور، بهینه‌سازی مصرف انرژی و استفاده از فناوری‌های نوین در این بخش را بسیار منطقی و ضروری می‌نماید. در صورت استفاده از پنجره‌های دو جداره می‌توان اتلاف انرژی ساختمان در بخش‌های مختلف را کاهش داد. در همین راستا دولت در جهت اجرای مبحث ۱۹ مقررات ملی ساختمان که مربوط به صرفه‌جویی در مصرف انرژی در ساختمان می‌باشد، تا آبان ماه سال ۸۵ در مجموع حدود ۱۴۷۵۰ میلیون ریال یارانه فقط در زمینه ایجاد خط تولید شیشه‌های دو جداره و درب و پنجره در انواع گوناگون پرداخت نموده است [۲].

بررسی محفظه‌های هوایی برای عایق کاری مورد توجه محققین متعددی قرار گرفته است. یکی از اولین کارهای انجام شده در این زمینه توسط دیویس [۳] می‌باشد که جابجایی آزاد را در محفظه‌های مستطیلی برای اعداد پرانتل بین 10^{-1} تا 10^{-3} به صورت عددی مدل کرده است. لورنته و همکاران [۴]، با ثابت در نظر گرفتن ضخامت محفظه‌ها نشان دادند که مقاومت گرمایی کلی با تغییرات ارتفاع فاصله هوایی تغییر می‌کند. اسماعیل و اسکالون [۵]، الگوی جریان، دما و پروفیل‌های سرعت را به همراه مقادیر متوسط و موضعی عدد ناسلت برای محفظه‌هایی با نسبت ارتفاع به عرض ۱ تا ۱۰ در محدوده عدد رابلی 10^2 تا 10^6 به صورت عددی با استفاده از روش المان محدود تحلیل کرده‌اند. بیژن [۶]، با فرض غالب بودن رسانش در حفره‌هایی شامل سفال و هوا نشان داد تعداد محفظه‌ها تاثیری در عملکرد گرمایی دیوار ندارد. اسماعیل و هنریکوز [۷]، تحلیلی دو بعدی و عددی برای پنجره‌های دو جداره‌ای که به طور طبیعی تهویه می‌شوند را ارائه کردند. لورنته و بیژن [۸]، به یافتن ساختار بهینه یک دیوار با استفاده از رقابت بین توابع عایق کاری گرمایی و استحکام مکانیکی دیوار پرداختند.

در این مقاله با شبیه‌سازی یک پنجره دو جداره و تغییر پارامترهایی چون فاصله بین دو جداره، نوع گاز پرکننده فاصله گازی، اختلاف دمای دو جداره و ارتفاع پنجره، کارایی پنجره دو جداره در فصل زمستان مورد مطالعه و تحلیل عددی قرار می‌گیرد.

مدلسازی و حل معادلات حاکم

فرض‌های در نظر گرفته شده برای مسئله عبارت‌اند از: خواص فیزیکی ثابت، جریان دو بعدی و دائم، همچنین از تلفات لزجت در معادله انرژی صرف‌نظر می‌شود، فرضی که برای سرعت‌های کم جابجایی آزاد منطقی به نظر می‌رسد. هندسه مورد نظر در شکل ۱ نشان داده شده است. معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، منتم و انرژی برای جریان دو بعدی و دائم با خواص فیزیکی ثابت می‌باشند. معادلات حاکم بر مسئله به هم وابسته‌اند و باید همزمان حل شوند.



شکل ۱: مدل هندسی مورد مطالعه

در بررسی حاضر از نرم‌افزار گمبیت و فلوئنت به عنوان یک برنامه‌ی تحلیلگر برای شبیه‌سازی هندسه مورد نظر و حل معادلات حاکم بر آن استفاده شده است. به علت وجود تغییرات شدیدتر، سلول‌های شبکه در نزدیکی جدار شیشه‌ها ریزتر در نظر گرفته شده‌اند. معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت با استفاده از روش بالادست مرتبه دوم گسسته‌سازی شده است برای برقراری ارتباط صحیح بین فشار و سرعت و محاسبه میدان فشار از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است. مقادیر ضرایب زیرتخفیف برای منتم و فشار به ترتیب ۰/۷ و ۰/۳ در نظر گرفته شده است. معیار همگرایی برابر 10^{-6} انتخاب شده است.

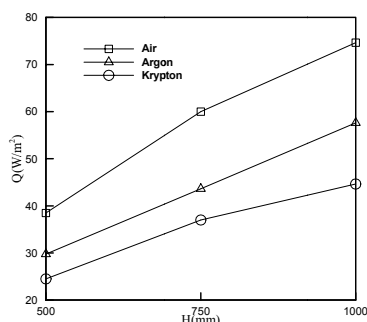
نتایج

در این بررسی محاسبات در دو حالت غالب بودن هدایت حرارتی و وجود هر دو مکانیزم جابجایی و هدایت انجام شده است. دمای طرح داخل ۲۹۵K و ضخامت شیشه داخلی و خارجی ۵mm در نظر گرفته شده است. مقادیر مبنا برای اختلاف دما ۳۵°C و ارتفاع پنجره ۵۰۰mm می‌باشد.

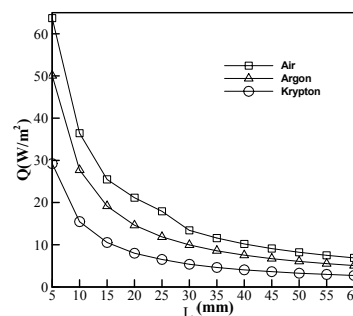


نتیجه گیری

یک پنجره دوجداره شبیه‌سازی و انتقال حرارت از آن مورد بررسی قرار گرفت. مشاهده شد که گاز کریپتون به عنوان گاز پرکننده نسبت به هوا و آرگون، باعث اتلاف حرارتی کمتری و هوا کاهش اتلاف حرارتی کمتری را باعث می‌شود. همچنین افزایش فاصله گازی به بیش از ۲۰mm تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر کاهش اتلاف حرارتی ندارد. افزایش ارتفاع پنجره نیز باعث افزایش شارحرارتی و در نتیجه افزایش اتلاف حرارتی می‌شود.



شکل ۳: نرخ انتقال حرارت برحسب ارتفاع پنجره برای سه نوع گاز



الف) با فرض ساکن بودن گاز

L

ب) با فرض جابجایی آزاد گاز

شکل ۲: نرخ انتقال حرارت برحسب فاصله گازی برای سه نوع گاز

مراجع

- ۱- گزارشات آماری موسسه بین‌المللی مطالعات انرژی (وابسته به وزارت نفت جمهوری اسلامی ایران)، صص ۳۴۸ و ۳۴۹ (<http://eia.iies.org>).
- ۲- ترازنامه انرژی جمهوری اسلامی ایران، ۱۳۸۴، وزارت نیرو، بخش هشتم، بهینه‌سازی مصرف انرژی، ص ۳۳۵.
- 3- Davis, G.D.V., 1968. "Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity". *Heat and Mass Transfer*, 11, pp. 1675-1693.
- 4- Lorente, S., Petit, M., and Javelas, R., 1996. "Simplified analytical model for thermal transfer in a vertical hollow brick". *International Energy Build*, 24, pp. 95-103.
- 5- Ismail, K.A.R. and Scalon, V.L., 2000. "A finite element free convection model for the side wall heated cavity". *Heat and Mass Transfer*, 34, pp. 1373-1389.
- 6- Bejan, A., 2004. *Convection heat transfer*. 3th ed., Wiley, New Jersey, USA..
- 7- Ismail, K.A.R. and Henriquez, J.R., 2005. "Two-dimensional model for the double glass naturally ventilated window". *Heat and Mass Transfer*, 48, pp. 461-475.
- 8- Lorente, S. and Bejan, A., 2007. "Flow and strength geometric optimization: internal structure in a vertical insulating wall with air cavities and prescribed strength". *Heat Mass Transfer*, 45, pp. 3313-3320.
- ۹- خرم، علی، ۱۳۸۶، "بررسی عددی دو بعدی جریان سیال و انتقال حرارت در حفره بین پنجره‌های دو جداره"، پایان نامه کارشناسی، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان.

الف) با فرض گاز ساکن داخل محفظه

در شکل ۲-الف اثر تغییر فاصله‌ی گازی بر اتلاف حرارت از پنجره برای سه گاز هوا، کریپتون و آرگون نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود، بدون در نظر گرفتن جابجایی آزاد، با افزایش فاصله‌ی بین دو جداره، اتلافات حرارتی برای کلیه گازها، بطور منظم کاهش می‌یابد. با افزایش فاصله بین دو جداره از ۵mm به ۲۵mm، کاهش اتلاف حرارت به بیش از ۸۰٪ می‌رسد. همچنین افزایش این فاصله به بیشتر از ۴۰mm، تاثیری کمتر از ۵٪ بر کاهش تلفات حرارتی دارد. در حالتی که گاز بین دو جدار ساکن فرض شده است، گاز کریپتون بهترین شرایط را از نظر کاهش اتلافات حرارتی دارد و عملاً کاهش بیشتری را نشان می‌دهد و آرگون و هوا در رده‌های بعدی قرار می‌گیرند.

ب) با فرض جابجایی آزاد گاز داخل محفظه

شکل ۲-ب اثر تغییر فاصله‌ی گازی بر اتلاف حرارتی در این حالت برای سه گاز مذکور را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود در حالتی که جابجایی آزاد در نظر گرفته شود، با افزایش فاصله گازی تا حدود ۲۰mm، میزان اتلافات حرارتی کاهش می‌یابد، ولی با افزایش این فاصله به بیش از ۲۰mm تغییری در میزان اتلاف حرارتی حاصل نمی‌شود و مقادیر آن تقریباً ثابت باقی می‌ماند. نتیجه مهم این که حتی با در نظر گرفتن جابجایی آزاد نیز گاز کریپتون کمترین میزان اتلافات حرارتی را دارد و آرگون و هوا در رده‌های بعدی قرار دارند. بررسی‌های مشابه دیگر برای اختلاف دمای داخل و خارج در بازه ۲۵°C تا ۴۰°C نتایج کیفی مشابهی را نشان داد [۹].

همچنین میزان انتقال حرارت در ارتفاع‌های مختلف پنجره مورد مطالعه قرار گرفته است. مشاهده شد که با افزایش ارتفاع اتلاف حرارت افزایش می‌یابد. نمونه‌ای از این نتایج برای فاصله گازی ۱۰mm در شکل ۳ ارائه شده است. همچنین تغییرات انتقال حرارت در فاصله‌های کم گازی به صورت خطی بدست آمد که نشان می‌دهد فرض تحلیل بر اساس مکانیزم حرارتی هدایت معتبر می‌باشد.



Two Stage Refrigeration Systems Revisited

Farzad Jafarkazemi¹, Mahdi Golkhani²

¹Islamic Azad University, South Tehran Branch; fj_kazemi@azad.ac.ir

²Islamic Azad University, South Tehran Branch; mahdi.golkhani@gmail.com

Abstract

It is the aim of this paper to have a review on possible two stage refrigeration systems and investigate the correctness of some traditional rule of thumb calculations in these systems. Further to a review of the basics of two stage refrigeration methods, different alternatives are compared. Effect of inter-stage pressure and volume ratio are calculated and their effects on system performance are evaluated. The calculation results of the paper shows that the optimum displacement ratio increases with increasing the temperature lift.

Keywords: refrigeration, two stage, volume ratio

Introduction

Two stage refrigeration systems are used when the difference between condensing and evaporating temperatures are so large that using a one stage system brings the following shortfalls:

- High discharge temperature
- Low refrigeration effect of the evaporator
- Increased compression power

In a two stage refrigeration system, the booster compressor (or the low pressure cylinders of a two stage compressor) compresses the refrigerant gas from evaporator pressure to an intermediate pressure where it is cooled and then drawn into the high pressure compressor (or the high pressure cylinders of a two stage compressor). In parallel with the intermediate gas cooling, there is also an opportunity to subcool the liquid refrigerant from the condenser.

Based on the application and refrigerant used, a number of different intermediate gas cooling systems are possible, which is the main focus of the first part in this paper. Effect of inter-stage pressure is discussed in the second part of the paper. And finally the third part of the paper investigates the less covered area of volume ratio between low pressure and high pressure cylinders and its effect on system performance.

Inter-Stage Gas Cooling/Sub-cooling Methods

While theoretically there are a lot of methods possible for intermediate gas cooling/subcooling, practical methods are based on one of the following techniques:

System A: Injection inter-stage gas cooling

This is a very simple method that the liquid from the condenser outlet is injected into the inter-stage gas cooler via an expansion valve, as shown in figure 1. There is no subcooling achieved in this method and efficiency improvements are limited. The method is used in small to medium refrigeration plants.

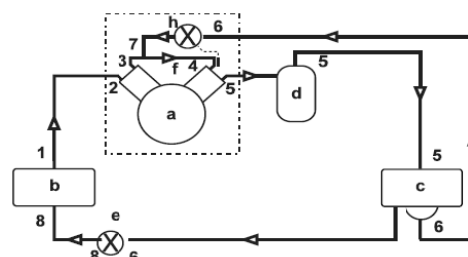


Figure 1. Injection inter-stage gas cooling

System B: Injection inter-stage gas and liquid cooling

This system is similar to the previous one except that a liquid subcooler is added, for subcooling the liquid line refrigerant. The heat exchanger used for this purpose is generally DX feed as shown in figure 2. In this way efficiency and unit capacity are considerably improved. Neglecting the pressure loss in the subcooler, liquid pressure remains at condensing pressure after subcooling which is a benefit for long liquid lines. In the mean time one must not forget that there is always a difference between the intermediate saturation temperature and subcooler outlet. This method is generally used with HCFC and HFC refrigerants.

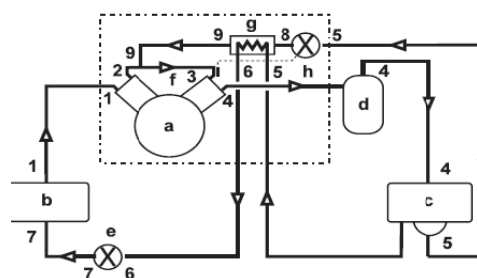


Figure 2. Injection inter-stage gas and liquid cooling

System C: Open flash inter-stage cooling

In this method the expansion is also divided in two steps as shown in figure 3. In this system, the liquid is first separated in the flash intercooler and then further expanded to the final desired evaporator temperature. De-superheating of the discharge gas from the low pressure compressor(s) or LP cylinders takes place in the flash intercooler by evaporating part of the liquid refrigerant. In this way, unlike the previous method, the liquid from the condenser is cooled down to the intermediate temperature corresponding to the intermediate pressure. While the method is effective in this due, two distinct disadvantages are the risk of flash gas formation from the flash intercooler to the



evaporator and also the relatively low pressure difference available for the expansion valve. These disadvantages can be overcome by some proven methods like liquid overfeed systems. The system is generally used in medium to large ammonia systems.

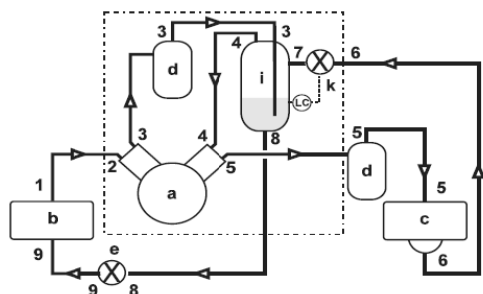


Figure 3. Open flash inter-stage cooling

System D: Closed flash inter-stage cooling

This is similar to system B regarding subcooling of the liquid and similar to system C regarding the inter-stage gas cooling. It is sometimes used in medium to large ammonia systems as an alternative to system C.

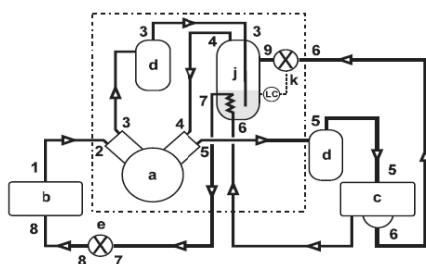


Figure 4. Closed flash inter-stage cooling

For all of the above systems, one has the choice to select between the following two alternatives:

- Booster operation with separate low pressure and high pressure compressors.
- Compound operation with low pressure and high pressure stages integrated in one compressor or namely, two stage internally compounded compressor.

In principle there is no difference between the two methods and both are possible in semi-hermetic and open compressors. Certainly the limitation regarding use of ammonia in semi-hermetic compressors must be considered. For the remaining parts of the paper we will focus on system B which is more usual in semi-hermetic internally compounded compressors generally used in low temperature applications with refrigerants R22, R404A or R507.

Also, while there is a possibility in all of the above systems to have load on inter-stage level, we will limit our investigation to cases where there is no load at this stage. This makes the comparison more straightforward.

Inter-Stage Pressure

The inter-stage pressure is generally dictated by the intermediate evaporator temperature when applies.

Where there is no load on the intermediate stage, it is advisable to select the optimum inter-stage pressure. Historically it is known that optimum intersage pressure is the pressure that results in equal compression ratio across each of the two stages. Since ideal gas laws do not apply in refrigerant compression, the above statement is not true.

A comparison is made in figure 5 for the R22 refrigerant used in system B between the theoretical optimum intermediate pressure (vertical line) and the real one.

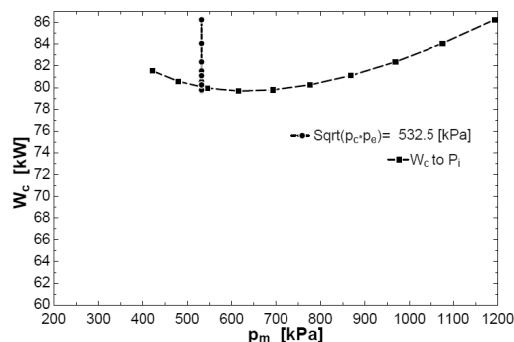


Figure 5. Optimum inter-stage pressure

4. Displacement ratio of LP/HP cylinders

Traditionally, in two stage compressors, especially the internally compound semi-hermetic ones, the ratio of low stage to high stage displacement ratio are 2:1. A calculation is done here to obtain the effect of this ratio on COP. A sample calculation for two refrigerants R22 and R507a is shown in figure 6. The calculation results show that the optimum displacement ratio increases with increasing the temperature lift.

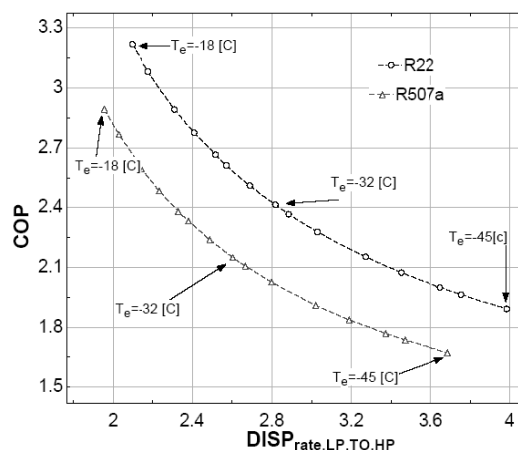


Figure 6. Optimum displacement ratio

Conclusions

A review is made on possible practical two stage refrigeration cycles and their application. Effect of inter-stage pressure on system performance is analyzed. Optimum LP/HP displacement ratio may be far from the traditional 2:1 which is generally used in traditional systems. This is true, especially in high temperature lift applications.



مدل‌سازی و بهینه‌سازی فنی و اقتصادی سیستم سرمایش دسیکنت مایع به کمک الگوریتم ژنتیک

سپهر صنایع^۱، شهرام صدقی قادیکلایی^۲

^۱دانشیار، آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی- دانشکده مهندسی مکانیک- دانشگاه علم و صنعت ایران؛ sepehr@iust.ac.ir
^۲دانشجوی کارشناسی ارشد، آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی- دانشکده مهندسی مکانیک- دانشگاه علم و صنعت ایران؛ sh.sedghii@gmail.com

چکیده

یکی از روش‌های مؤثر برای افزایش کنترل رطوبت‌زدایی و تأمین شرایط آسایش از طریق مصرف بهینه انرژی، تکنولوژی رطوبت‌زدایی بر اساس جاذب‌های دسیکنت می‌باشد. در این مقاله پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی یک نمونه از سیستم سرمایشی دسیکنت، به بررسی اقتصادی آن پرداختیم و با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک مقدار بهینه غلظت و دبی محلول را در شرایط مطالعه بدست آورده و میزان ذخیره انرژی را با فرض ۱۵ سال کارکرد سیستم در مقایسه با سیستم سرمایشی تراکم بخار، محاسبه نمودیم. کلمات کلیدی: بهینه‌سازی فنی و اقتصادی- سیستم سرمایشی دسیکنت

مقدمه

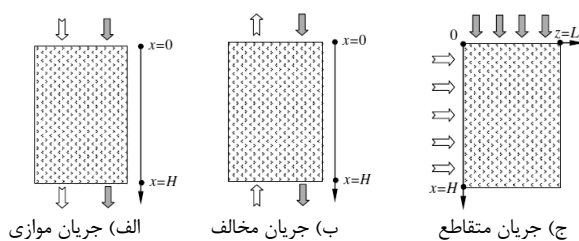
مقایسه سرانه مصرف انرژی در ایران با استانداردهای جهانی، نشان دهنده وضعیت نامطلوب مصرف انرژی در ایران است. با توجه به اینکه سهم قابل توجهی از انرژی تولیدی کشور، خصوصاً انرژی الکتریکی در بخش سرمایش و تهویه مطبوع مصرف می‌گردد، لزوم بررسی و تحقیق بر روی سیستم‌های جایگزین که علاوه بر بهبود تولید، موجب کاهش مصرف انرژی شوند، ضروری می‌باشد. یکی از روش‌های نوین که در سال‌های اخیر مورد توجه محققان و صنعتگران قرار گرفته سیستم سرمایشی دسیکنت^۱ می‌باشد. این سیستم می‌تواند به عنوان یک مکمل برای سیستم‌های سرمایشی تراکم بخار باشد تا سیستمی مطمئن‌تر و اقتصادی‌تر داشته باشیم. سرمایش دسیکنت شامل دو بخش است، در بخش اول هوای فرآیند بوسیله تماس با مواد دسیکنت رطوبت‌زدایی شده و در بخش دوم دمای هوا تا میزان مورد نظر تنظیم می‌شود. سیستم سرمایشی هیبرید، ترکیبی از سیستم سرمایشی تراکم بخار و سیستم رطوبت‌زدایی دسیکنت می‌باشد که در آن، ابتدا رطوبت هوا توسط ماده دسیکنت جذب شده و سپس دمای هوا تا میزان مورد نظر توسط سیستم سرمایشی تراکم بخار کاهش می‌یابد. در واحد رطوبت‌زدا از دسیکنت‌ها به هر دو صورت جامد و مایع می‌توان استفاده کرد. در سیستم سرمایشی دسیکنت مایع، هوا مستقیماً در مجاورت با محلول دسیکنت قرار می‌گیرد. در دماهای یکسان فشار بخار آب موجود در محلول دسیکنت از فشار بخار آب موجود در هوا پایین‌تر بوده و در نتیجه هوای عبوری از روی محلول دسیکنت رطوبت خود را از دست می‌دهد و این رطوبت جذب محلول دسیکنت می‌شود. بخش رطوبت‌زدا و بازیاب، اصلی‌ترین اجزاء سیستم سرمایشی دسیکنت مایع می‌باشند.

در دهه‌های گذشته، برج‌های پر شده رطوبت‌زدا و بازیاب^۲ بدلیل ساختار ساده و ارزان و در عین حال سطح تماس بالا بین محلول و هوا، دارای

جاذبیت بالایی بوده‌اند. در این برج‌های پر شده انتقال جرم و حرارت به صورت همزمان و آدیاباتیک صورت می‌گیرد[۱و۲]. در این مقاله پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی یک نمونه از سیستم سرمایشی هیبرید، به بررسی اقتصادی آن پرداختیم و به این نتیجه رسیدیم که با فرض ۱۵ سال کارکرد سیستم در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب مانند شهر اهواز، هزینه کل به میزان ۰/۰۶۸ دلار و مصرف برق به میزان ۰/۸۲۲ کیلووات به ازای هر تن تبرید در سال نسبت به سیستم سرمایشی تراکم بخار کاهش خواهد یافت.

مدل‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی برج پر شده رطوبت‌زدا و بازیاب

برای بررسی فنی و اقتصادی سیستم سرمایشی دسیکنت، نیازمند یک مدل ترمودینامیکی می‌باشیم. یکی از پارامترهای مهم در مدل‌سازی برج‌های پر شده رطوبت‌زدا و بازیاب، آرایش جریان سیال در داخل آن می‌باشد. همانطور که در شکل (۱) مشخص است، آرایش جریان در این نوع برج‌ها به سه نوع جریان موازی^۳، جریان مخالف^۴ و جریان متقاطع^۵ تقسیم می‌شود.



شکل ۱: نمای شماتیک رطوبت‌زدا/ بازیاب

در این مقاله در هر دو بخش رطوبت‌زدا و بازیاب از آرایش جریان مخالف استفاده کردیم. بر این اساس راندمان رطوبت‌زدایی و حرارتی برج طبق مرجع[۳] به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\varepsilon_h = \frac{1 - e^{-NTU(1-m^*)}}{m^* - e^{-NTU(1-m^*)}} \quad (1)$$

$$\varepsilon_m = \varepsilon_h + k \frac{m^*(1 - e^{-NTU}) - (1 - e^{-m^*NTU})}{m^* - e^{-NTU(1-m^*)}} \quad (2)$$

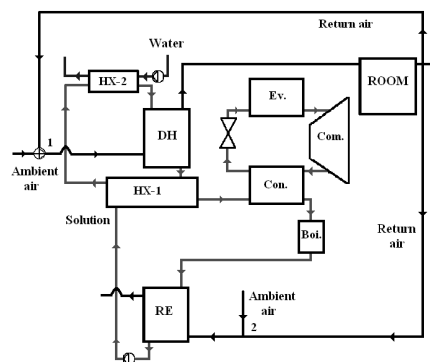
شایان ذکر است که محلول دسیکنت بکار رفته در این مقاله کلرید لیتیم^۶ با آب می‌باشد و خواص آن نیز بر اساس مرجع[۴] بدست می‌آید.

^۳ Parallel flow^۴ Counter flow^۵ Cross flow^۶ Lithium chloride^۱ Desiccant cooling system^۲ Packed dehumidifiers and regenerators



مدل‌سازی اقتصادی سیکل

پس از بدست آوردن مدل تحلیلی مورد نظر و بررسی اعتبار آن، در گام بعد به مدل‌سازی اقتصادی سیستم می‌پردازیم. برای این امر، نیازمند محاسبه تابع هزینه^۱ سیستم می‌باشیم. این تابع، شامل هزینه اولیه^۲ و هزینه کارکرد^۳ پمپ، فن، مبدل‌های حرارتی و دیگر تجهیزات بکار رفته در سیستم می‌باشد.



شکل ۲: طرح کلی سیستم سرمایش هیبرید

در این قسمت به عنوان نمونه تابع هزینه اولیه پمپ را بدست می‌آوریم [۵]:

$$C_{inv,pump} = 16.9049 + 556.444(m_{liquid})^{0.5} \quad (3)$$

به طور مشابه تابع هزینه اولیه تمام تجهیزات را بدست می‌آوریم.

تابع هزینه کل سیکل عبارت است از:

$$C_{tot,cycle} = CRF \cdot C_{inv,cycle} + C_{ope,cycle} \quad (4)$$

که در رابطه فوق:

$$C_{inv,cycle} = \sum C_{inv,com} \quad (5)$$

$$C_{ope,cycle} = \sum C_{ope,com} \quad (6)$$

شایان ذکر است که اگر نرخ تورم سالانه را برابر با ۱۰٪ فرض کنیم، مقدار ضریب CRF در رابطه (۵)، برابر با ۰/۱۳۱ خواهد شد.

پس از بدست آوردن مدل ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم، با توجه به شرایط مورد مطالعه (شهر اهواز و مدت کارکرد ۸ ماه در سال)، نتایج زیر با فرض ۱۵ سال کارکرد سیستم بدست آمده است.

بحث بر روی نتایج

یکی از مسائلی که هزینه کارکرد اینگونه سیستم‌ها را بالا می‌برد، انرژی مصرفی برای بازیافت محلول دسیکانت می‌باشد که برای کاهش این هزینه دو رویکرد روبروی ما می‌باشد، اول آنکه این انرژی را از منابع رایگان انرژی، نظیر انرژی خورشیدی تأمین نماییم و دیگر آنکه از موادی استفاده شود که برای بازیافت به انرژی کمتری نیاز دارند.

نتیجه‌گیری

(۱) هزینه کل به میزان ۰/۰۶۸ دلار و مصرف برق به میزان ۰/۸۲۲ کیلووات به ازای هر تن تبرید در سال نسبت به سیستم سرمایشی تراکم بخار کاهش خواهد یافت.

(۲) هرچه میزان رطوبت هوای فرآیند (هوایی که تحت عملیات تهویه قرار می‌گیرد) بیشتر باشد، استفاده از سیستم سرمایشی هیبرید در مقایسه با سیستم سرمایشی تراکم بخار مقرون بصرفه‌تر است.

فهرست علائم

C	تابع هزینه (\$)
$\dot{m}$	دبی جرمی (Kg/s)
m^*	نسبت ظرفیت گرمایی هوا به محلول دسیکانت
NTU	تعداد واحدهای انتقال
k	نسبت اختلاف پارامتر ورودی هوا به محلول
علائم یونانی	
ε_h	راندمان حرارتی یا راندمان آنتالپی (%)
ε_m	راندمان رطوبت‌زدایی (%)
زیرنویس‌ها	
com	تجهیزات
inv	هزینه اولیه
ope	هزینه کارکرد
tot	هزینه کل

مراجع

- 1- Nelson Fumo, D. Y. Goswami, 2002, "Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration", *Solar Energy*, Vol. 72, pp. 351-361.
- 2- P. Gandhidasan, 2002, "Prediction of pressure drop in a packed bed dehumidifier operating liquid desiccant", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1117-1127.
- 3- Xiaohuo Liu, Yi Jiang, J. Xia, X. Chang, 2007, "Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2221-2232.
- 4- Manuel R. Conde, 2004, "Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, pp. 367-382.
- 5- J. R. Camargo, C. D. Ebinuma, J. L. Silveria, 2003, "Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 1537-1549.

¹ Cost function

² Investment cost

³ Operating cost



طراحی برج جاذب سیکل سرمایشی دسیکنت مایع

حسام الدین سالاریان^۱، حسین قدمیان^۲، مرتضی خلجی اسدی^۳^۱ عضو هیات علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد نور - دانشجوی دکتری مهندسی انرژی، h_salaryan@yahoo.com^۲ استادیار گروه مهندسی انرژی دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، hghadamian@yahoo.com^۳ دانشیار گروه مهندسی انرژی دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، mkhassadi@yahoo.com

چکیده

یکی از روش‌های کاهش مصرف انرژی استفاده از محلول نمک‌های جاذب رطوبت در حذف بار نهان سیستم‌های تهویه مطبوع با استفاده از سیستم سرمایش هیبرید جذبی در مناطق گرم و مرطوب و همچنین مناطق مرطوب و معتدل می‌باشد. ارائه مدلی از سیستم جذبی مایع، مقایسه نتایج آن با نتایج مدل ریاضی و آزمایشگاهی دیگران و بدست آوردن شرایط بهینه موضوع مقاله می‌باشد. تاثیر عوامل متعدد در طراحی ارتفاع برج جاذب و همچنین بدست آوردن کارایی برج در این مقاله بررسی می‌شود.

کلمات کلیدی: مواد جاذب رطوبت، تهویه مطبوع، طراحی برج جاذب، روش اختلاف محدود

مقدمه

تامین شرایط آسایش در نقاط مختلف جهان در ماه‌های گرم سال به کمک فرایند سرماسازی امکان پذیر است. در بعضی از فرایندهای تولیدی و همچنین نگهداری محصولات نیز از سرمایش استفاده می‌شود. مولفه بار سرمایشی در بسیاری از کشورهایی که در مناطق گرمسیری قرار دارند سهم بالایی از بار الکتریکی مصرفی را در فصل گرما به خود اختصاص می‌دهد. سیستم‌های تبرید تراکمی در حال حاضر عمده ترین روش تامین فرایند سرماسازی و تهویه مطبوع هستند. این سیستم‌ها از عوامل اصلی تخریب لایه ازن شناخته شده اند ضمن آنکه مصرف جریان الکتریکی آنها نیز زیاد می‌باشد.

بار سرمایش در سیستم‌های تهویه مطبوع به دو گروه بار محسوس و بار نهان تقسیم می‌شود. در سیستم‌های تبرید تراکمی پروسه سرمایش با رساندن هوا به نقطه اشباع همراه می‌باشد سپس بازگرمایش می‌شود تا به درجه حرارت شرایط مورد نظر برسد.

اگر بتوانیم بار نهان را با روش دیگری حذف کنیم از دیدگاه مصرف انرژی از دو گونه مصرف انرژی صرفه جویی کرده ایم:

(الف) انرژی که لازم است هوای تغذیه را به زیر نقطه شبنم برسانیم.

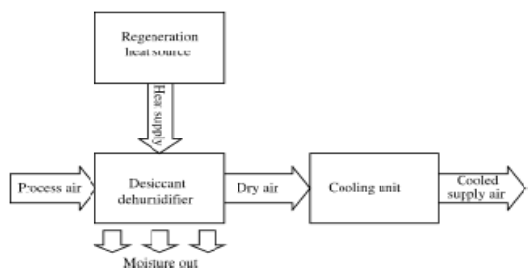
(ب) انرژی که لازم است هوا را باز گرمایش کنیم.

اگر نسبت گرمای محسوس به گرمای کل^۱ کم باشد این دو انرژی کاهش چشم گیری دارند [۲۰].

اصول کار سیستم سرمایش جذبی (دسیکنت)

مواد جاذب رطوبت به دو گروه جامد و مایع تقسیم می‌شوند مواد جاذب جامد، موادی از قبیل سلیکاژل، اکسید آلومینیوم و نمک لیتیم می‌باشند.

مواد جاذب رطوبت مایع شامل لیتیم کلراید، لیتیم بر ماید، کلراید کلسیم و محلول تری اتیلن گلیکول می‌باشند. یک سیستم سرمایش جذبی باز از سه جزء اصلی تشکیل شده است. (الف) جاذب رطوبت (ب) احیا کننده جاذب با منبع گرمایی (ج) واحد سرمایش. (شکل ۱)



شکل ۱ اجزاء اصلی یک سیستم جذبی

راندمان سیستم جاذب بشدت وابسته به نسبت گرمای محسوس به گرمای کل^۱ می‌باشد. اگر این نسبت کم باشد بدین معنی است که بیشترین بار برودتی مربوط به بار برودتی نهان می‌باشد و کاربرد این نوع سیستم اقتصادی می‌باشد.

در سیستم مایع، مایع جاذب باید در تماس با هوا رطوبت را از هوا جدا سازد که یکی از انواع سیستم‌های ذیل می‌تواند کاربرد داشته باشد [۱].

۱- یک سطح لوله‌های پرده‌دار^۲

۲- سیستم کوئلی

۳- سیستم برج پاششی

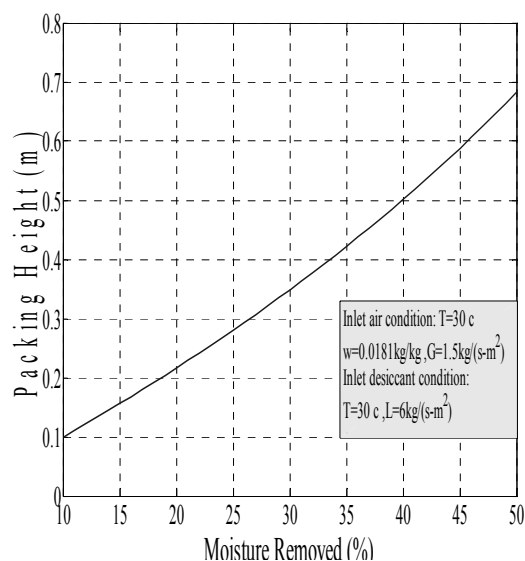
۴- سیستم برج پر شده^۳

سیستم برج پر شده نسبت به دیگر سیستم‌ها دارای مزایایی می‌باشد، که می‌توان به افت فشار کمتر و استفاده از مبدل‌های حرارتی در سیکل بازایاب و همچنین استفاده از منابع گرمایش با درجه حرارت پائین اشاره کرد [۳، ۲].

با توجه به این مزایا در این تحقیق از سیستم برج پر شده استفاده شده است. یکی از موارد مهم در این سیستم طراحی برج جاذب و برج احیاء می‌باشد.

عملکرد سیستم‌های جاذب و همچنین ابعاد برج جاذب به متغیرهای ترمودینامیکی مانند درجه حرارت هوا، سرعت جریان هوا، رطوبت هوا، غلظت و درجه حرارت ماده جاذب وابسته است. در مقالات مختلفی به این

^۲ Finned- tube^۳ Packed bed^۱ SHR



شکل ۲ ارتفاع برج تابعی از درصد رطوبت کاهش یافته شده

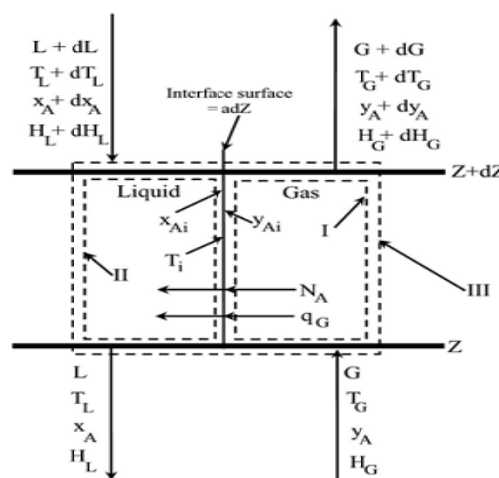
مراجع

- 1- Daou, K., Wang, R. Z. Xia, Z.Z., 2006 "Desiccant cooling air conditioning: a review", Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol.10, pp. 55-77.
- 2- Gommed, K., Grossman, G., 2007 "Experimental investigation of a Liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification." *Solar Energy*, vol. 81, pp. 131-138.
- 3- Fumo, N., Goswami, D.Y., 2002 "Study of An aqueous Lithium Chloride Desiccant System: Air Dehumidification and Desiccant Regeneration." *Solar Energy*, 72, 351-361.
- 4- Oberg, V., Goswami, D.Y., 1998 "Experimental Study of the Heat and Mass Transfer in a Packed Bed Liquid Desiccant Air Dehumidifier". *Journal of Solar Energy Engineering*, 120, 289-297.
- 5- Mago, P., Goswami, D.Y., 2003 "A Study of the Performance of a Hybrid Liquid Desiccant Cooling System Using Lithium Chloride." *Journal of Solar Energy Engineering*, 125, 129-131.
- 6- Chen, X.Y., Li, Z., Jiang, Y. et al. 2006 "Analytical solution of adiabatic heat and mass transfer process in packed-type liquid desiccant equipment and its application". *Solar Energy*, 80, 1509-1516.
- 7- Yin, Y., Zhang, X. and Chen, Z., 2007 "Experimental study on dehumidifier and regenerator of liquid desiccant cooling air conditioning system". *Building and Environment Journal* 42, 2505-2511.

عوامل اشاره شده است [۳-۶] اما اشاره‌ای به طراحی برج جاذب و احیاء نشده است. در این مقاله به طراحی ارتفاع برج جاذب می‌پردازیم.

روش حل :

در این پژوهش از روش اختلاف محدود برای تعیین ارتفاع برج جاذب استفاده شده است. با توجه به معادلات اساسی انتقال حرارت و جرم و همچنین شرایط ورودی داده شده و شرایط خروجی مورد نظر ارتفاع برج محاسبه شده است. شکل ۲ مقطع دیفرانسیلی از این برج را نشان میدهد. این سیستم آدیاباتیک فرض شده که این مدل و فرض توسط دیگر محققان نیز استفاده شده است [۳-۵].



شکل ۲ مقطع دیفرانسیلی از برج جاذب

برای تعیین ارتفاع برج، در آغاز در بخش اول شرایط هوای ورودی و مایع جاذب مشخص است، مقایسه بین نسبت رطوبت محاسبه شده در بالای مقطع دیفرانسیلی و رطوبت مورد نظر مشخص شده، نشان می‌دهد که به نسبت رطوبت مورد نظر رسیدیم یا نه؟ اگر نرسیدیم بخش دیگر اضافه میشود، و این تکرار تا موقعی ادامه می‌یابد تا اینکه در خروجی به نسبت رطوبت مورد نظر برسیم. این نتایج با نتایج آزمایش مقایسه میشود.

نتایج

در شکل ۳ با توجه به درصد رطوبت کاهش یافته ارتفاع برج محاسبه و رسم شده است. در این نمودار شرایط دمایی هوای ورودی و مایع جاذب ورودی ۳۰ درجه سلسیوس، دبی هوا ۱.۵ kg/s-m² و دبی مایع ۶ kg/s-m² فرض شده و با نتایج مرجع [۳،۵] مقایسه شده است. البته در نتایج مرجع ذکر شده ارتفاع ثابت در نظر گرفته شده است. از نتایج حل اختلاف محدود در همان شرایط ذکر شده ارتفاع بدست آمده است، مقایسه نشان می‌دهد که در نتایج تفاوت بسیار کمی وجود دارد و از نقطه نظر مهندسی استفاده از این مدل در محدوده قابل قبول می‌باشد.

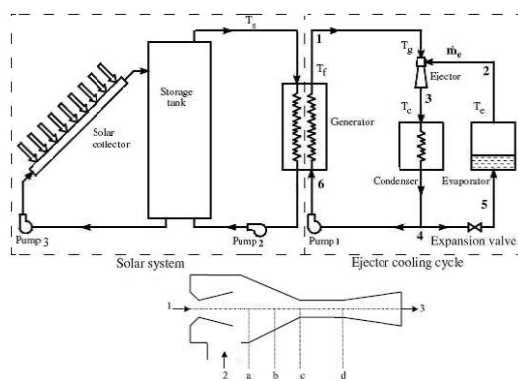
بررسی سیستم جت بخار جهت ایجاد برودت با ظرفیت پایین

ابراهیم افشاری^۱، یاسر ملایی برزی^۲

^۱ استادیار، گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، صندوق پستی ۸۱۷۴۶-۷۳۴۴۱، em_afshari@yahoo.com

^۲ استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان، y_mollayi@dena.kntu.ac.ir

سیستم تبرید اجکتور را بررسی و ضریب عملکرد سیستم را بین ۰/۰۳۵ و ۰/۱۹۹ در شرایط مختلف به‌دست آوردند. مانی و سلواراج یک بررسی آزمایشگاهی روی عملکرد سیستم تبرید اجکتوری انجام دادند و تاثیر دمای ژنراتور و اواپراتور روی عملکرد سیکل را بررسی کردند [۵].



شکل ۱: سیکل سیستم جت بخار با سیستم خورشیدی همراه با اجکتور

در این مقاله عملکرد یک اجکتور و سیستم تبرید جت بخار که از انرژی خورشیدی استفاده می‌کند بررسی شده است. عملکرد سیستم و روابط ترمودینامیکی حاکم بر سیکل با توجه به روابط حاکم بر اجکتور شبیه‌سازی شده است و ضریب عملکرد و انرژی مورد نیاز سیستم محاسبه شده است. بر اساس این انرژی و انرژی قابل استحصال از خورشید، انرژی دریافتی توسط گردآورنده و تعداد گردآورنده تعیین شده است.

اجکتور و آنالیز سیکل

اجکتور وسیله‌ای است که با استفاده از یک سیال سیال محرک، یک سیال فشار پایین را به حرکت در می‌آورد و از چهار قسمت عمده نازل ابتدایی، محفظه اختلاط، دیفیوزر و قسمت تخلیه تشکیل شده است. سیال فشار بالا وارد نازل ابتدایی شده و با عبور از آن سرعتش به شدت افزایش و فشارش کم می‌شود. با این عمل، فشار اجکتور کاهش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد و باعث ایجاد خلا شده و سیال ثانویه به محفظه اختلاط کشیده می‌شود و با سیال داخل اجکتور مخلوط و با عبور از دیفیوزر و قسمت تخلیه از اجکتور خارج می‌شود. مطابق شکل (۱)، در ژنراتور مبرد به دما و فشار مورد نیاز اجکتور می‌رسد. مبرد فشار و دما بالا با شرایط سکون، نقطه (1)، وارد نازل ابتدایی شده و منبسط می‌گردد. سیال ثانویه از اواپراتور با فشار P_c و سرعت صفر، وضعیت (2)، به محفظه اختلاط اجکتور کشیده می‌شود و به‌صورت ایزنتروپیک منبسط و با سیال داخل اجکتور مخلوط می‌شود. این مخلوط شدن عموماً در ناحیه a-b اتفاق می‌افتد که سرعت مخلوط ایجاد شده

چکیده

در این مقاله عملکرد یک سیستم تبرید اجکتور و امکان استفاده از انرژی خورشیدی برای ایجاد برودت در آن بررسی شده است. عملکرد سیستم و روابط ترمودینامیکی حاکم بر سیکل با توجه به معادلات حاکم بر اجکتور توسط یک کد کامپیوتری شبیه‌سازی و ضریب عملکرد سیستم محاسبه شده است. با محاسبه انرژی قابل استحصال از خورشید، انرژی مورد نیاز یک سیستم برودتی جت بخار ده کیلو وات، انرژی دریافتی توسط یک گردآورنده و تعداد گردآورنده‌های مورد نیاز تعیین شده است.

کلمات کلیدی: اجکتور - تبرید - انرژی خورشیدی - ضریب عملکرد

مقدمه

سیستم تبرید اجکتور می‌تواند با مبردهایی با نقطه جوش پایین کار کند و به‌عنوان یک وسیله امیدبخش برای ایجاد برودت به‌کار رود. این سیستم یک سیستم مکانیکی است که از سیکل رانکین و اثر دینامیک گاز در اجکتور استفاده می‌کند. سادگی طراحی، قابلیت اعتماد بالا، قیمت پایین تاسیسات و نداشتن سیستم متحرک به دلیل استفاده از اجکتور در عوض کمپرسور، سیستم را گزینه‌ای جذاب‌تر نسبت به دیگر سیستم‌ها برای ایجاد برودت می‌کند. تنها عیب سیستم تبرید اجکتور پایین بودن ضریب عملکرد آن است.

اجزا اصلی سیستم شامل جمع‌کننده خورشیدی، تانک ذخیره آب گرم و یک سیکل اجکتور، مانند شکل (۱) می‌باشد. پمپ جمع‌کننده ۳، آب را بین گردآورنده و تانک ذخیره به گردش در می‌آورد و آب گرم را از گردآورنده به تانک منتقل می‌کند. آب گرم‌کننده سپس از تانک ذخیره به ژنراتور منتقل و در ژنراتور مبرد به دما و فشار مورد نیاز اجکتور می‌رسد. مبرد فشار بالا وارد نازل ابتدایی شده و با ایجاد خلا، سیال از اواپراتور به محفظه اختلاط اجکتور کشیده می‌شود و با سیال داخل اجکتور مخلوط و با عبور از دیفیوزر از اجکتور خارج می‌شود و به چگالنده می‌رود. در چگالنده گرما به محیط منتقل و سیال چگالیده شده توسط یک شیر پخش‌کننده به اواپراتور منتقل می‌شود تا گرما گرفته و به اجکتور منتقل شود. مایع باقیمانده بعد از کندانسور توسط یک پمپ به ژنراتور منتقل می‌شود و سیکل ادامه می‌یابد. عملکرد سیکل وابسته به پارامترهای طراحی اجکتور و شرایط عملکرد است.

هوانگ و همکارانش [۱] یک سیستم تبرید اجکتور توسعه داده و ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتور را به‌صورت تجربی ۰/۵ به‌دست آوردند. خالیدی و زیونیا [۲] آزمایش‌هایی روی اجکتور با دمای ژنراتور ۱۰۰/۷ درجه سلسیوس و دمای کندانسور و اواپراتور ۴۴/۸ و ۵۵/۸ درجه سلسیوس انجام دادند و ضریب عملکرد را ۰/۲۶ به‌دست آوردند. پریداساوا و لوندویست [۳] عملکرد یک سیستم تبرید اجکتور و بازگشت‌ناپذیری‌های آن را بررسی کردند و نتیجه گرفتند بیشتر افت‌ها در سیستم مربوط به اجکتور می‌باشد. آلکسیس و کاراویانیس [۴] عملکرد یک



در سیستم برودتی جت بخار ده کیلو وات، تعداد گردآورنده‌های مورد نیاز و انرژی دریافتی توسط یک گردآورنده، تعیین گردیده است.

جدول ۲: انرژی دریافتی یک گردآورنده در ساعات مختلف روز

انرژی دریافتی یک گرد آورنده (وات بر متر مربع)	دمای متوسط (درجه سلسیوس)	تشنوع (وات بر متر مربع)
با زاویه ۳۲ درجه	۹۶-۹۹ (روز-دما)	زمان
۴۱۸/۶۵	۳۲/۱۰	۹
۶۲۴/۲۲	۳۴/۰۵	۱۱
۶۳۲/۶۶	۳۵/۳۰	۱۳
۴۳۶/۵۵	۳۴/۷۵	۱۵
۹۶/۵۰	۳۲/۷۵	۱۷
۴۷۲/۱۲	۳۳/۶۹	متوسط
۴۲۴۹/۰۵		کل

جدول ۳: محاسبه انرژی دریافتی یک گردآورنده در ساعات مختلف روز

انرژی دریافتی یک گرد آورنده (وات بر متر مربع)	دمای متوسط (سلسیوس)	با زاویه ۳۲ درجه
۱۵۵/۰۶	۹۶-۹۹ (روز-دما)	زمان
۴۱۹/۷۳	۴/۳	۹
۴۱۳/۸۶	۵/۳	۱۱
۱۴۴/۲۹	۴/۴	۱۳
۳۱۵/۴۶	۲/۶۵	۱۵
۲۲۰۸/۲۴	۴/۲۲	متوسط
		کل

جدول ۴: تعداد گردآورنده‌های مورد نیاز

تعداد گرد آورنده	مساحت گردآورنده (متر مربع)	نیاز (کیلو وات)	انرژی برودتی (کیلو وات)
۲۰	۳۹/۱۷	۱۰۴۰۱	۲
۴۹	۹۷/۹۲	۲۶۰۰۳	۵
۹۸	۱۹۵/۸۳	۵۲۰۰۶	۱۰

مراجع

- Huang B. J., Chang J. M., Petrenko V. A., Zhuk K. B., 1998, "A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b", *J. Solar Energy*, v. Vol. 64, No. 4, pp. 223-226.
- AL-Khalidy N., Zayonia A., Design and experimental investigation of an ejector in an air-conditioning and refrigeration system. *ASHRAE Trans* 383-91.
- Pridasawas W., and Lundqvist P., 2004, "An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system", *J. Solar Energy*, Vol. 76, No. 6, 369-379.
- Alexis G. K., Karayiannis E. K., 2005, "A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area", *J. Renewable Energy*, Vol. 30, pp. 1457-1469.
- Selvaraju A., Mani A., 2006, "Experimental investigations on R 134a vapor ejector refrigeration system", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 5, pp. 1-7.

همیشه سوپرسونیک است. چون سرعت مخلوط سوپرسونیک در بخش همگرا b-c کم می‌شود فشار در این ناحیه افزایش می‌یابد. اگر مخلوط در پایان مخروط (نقطه c) سوپرسونیک باشد یک شوک در بخش مقطع ثابت اجکتور (ناحیه c-d) اتفاق می‌افتد و یک جریان زیر صوت ایجاد می‌گردد. با نوشتن اصل بقا مممنت، انرژی و قانون دوم ترمودینامیک در نازل، لوله ورودی، مخروط همگرا و دیفیوزر اجکتور، اواپراتور، پمپ، چگالنده و ژنراتور، حالت سیال در تمام نقاط سیکل و ضریب عملکرد سیستم تعیین می‌شود.

$$COP = \dot{Q}_e / (\dot{Q}_g + \dot{W}_p) = w(h_2 - h_5) / (h_1 - h_4) \quad (۱)$$

انرژی مورد نیاز و ضریب عملکرد سیستم

در این مقاله هدف بررسی سیستم‌های تبرید جذبی با ظرفیت‌های پائین (حداکثر تا ۳ تن تبرید) است. انرژی حرارتی مورد نیاز در ظرفیت‌های ۵، ۲ و ۱۰ کیلو وات با توجه به دمای کندانسور، دمای ژنراتور و دمای اواپراتور، به ترتیب برابر ۸۰، ۸۵ و ۸۵ درجه سلسیوس به دست آمده است. بر این اساس مقادیر برودت، حرارت‌های دفع شده در ژنراتور، کار پمپ و ضریب عملکرد سیستم در جدول (۱) ارائه شده است.

جدول ۱: نتایج محاسبات سیستم‌های تبرید جت بخار

COP	کار پمپ (وات)	حرارت جذب شده در ژنراتور (وات)	مقدار برودت (کیلو وات)
۰/۱۷۵	۸۱	۱۰۴۰۱	۲
۰/۱۷۵	۲۰۳	۲۶۰۰۳	۵
۰/۱۷۵	۴۰۷	۵۲۰۰۶	۱۰

انرژی قابل استحصال از خورشید و تعداد گردآورنده‌ها

شدت تابش پخش و شدت تابش مستقیم بر روی سطح نمونه تعیین و تابش کل بر روی سطح افقی با جمع این دو مقدار مشخص شده است. برای دستیابی به بهترین شدت تابش، وضعیت تابش بر روی سطح شیبدار با زاویه ۳۲ درجه در نظر گرفته می‌شود. نتایج همراه درجه حرارت‌های ساعت به ساعت پس از انتخاب گردآورنده، جهت محاسبه انرژی خورشید مورد استفاده قرار خواهد گرفت. سپس گردآورنده مناسبی انتخاب و انرژی قابل استحصال در واحد سطح گردآورنده محاسبه می‌شود. مشخصات گردآورنده انتخاب شده: طول، عرض و ارتفاع برابر ۱۰۲، ۹۰۷، ۲۲۰۷ میلی‌متر، مساحت ۲ متر مربع، مساحت جذب کننده ۱/۸۸ متر مربع، ضریب صدور و جذب، ۰/۱۸ و ۰/۷۳، ماکزیم دما ۱۹۰ درجه سلسیوس، وزن خالی ۴۵ کیلوگرم است. با استفاده از معادله هاتل - ویلیبر انرژی استحصالی از واحد سطح گردآورنده:

$$q = \tau \alpha d - U_L (T_{cov} - T_{amb}) \quad (۲)$$

با توجه به جداول، اگر سطح گردآورنده شیبی معادل ۳۲ درجه داشته باشد در تابستان $15.3 \times 10^6 J / m^2 / day$ و در زمستان $7.95 \times 10^6 J / m^2 / day$ انرژی از این گردآورنده می‌توان دریافت نمود.

با توجه به جداول (۲) و (۳) و نوع گردآورنده مشخص شده، می‌توان تعداد گردآورنده‌ها را به دست آورد. این نتایج در جدول (۴) آورده شده است. چون سیستم برودتی در ایران ۴ ماه از سال و در تابستان استفاده می‌شود، محاسبات بر اساس انرژی دریافتی در تابستان تنظیم شده است.

بحث و نتیجه گیری

در این مقاله یک سیستم سرد کننده اجکتور تک مرحله‌ای توسعه داده شده و امکان استفاده از انرژی خورشیدی برای ایجاد برودت بررسی شده است. بدین منظور با محاسبه انرژی قابل استحصال از خورشید و انرژی مورد نیاز



An Investigation of Integration Strategies for Oxide Fuel Cells (SOFC) in HVAC Systems

Fathollah Ommi¹, Samira Haghshenas²

¹ Associate Professor of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares university, fommi@modares.ac.ir

² Graduate Student of Aerospace Engineering, Tarbiat Modares university, s.haghshenas@modares.ac.ir

Abstract

Since oil and gas demand is increasing and we have serious problems such as exhausting of fossil resources and global warming, we need efficient energy systems and new conversion processes. Fuel cells and hybrid systems are advanced thermodynamic systems which have excellent capabilities in achieving high energy and reduced environmental loads. Among several fuel cell types available currently, SOFC was chosen for this study because of its ability to be utilized as a cogeneration system. In addition, the operating temperature of SOFC fuel cells is high enough to provide sufficient heat for the fuel reforming process. This allows SOFCs to reform fuel internally which removes the need for expensive external reformers used to produce hydrogen in SOFCs. The high operating temperature also enables SOFCs to use the residual heat created as a byproduct of the power generation process for space and water heating, allowing SOFC to be used as a cogeneration system. This paper reviews different concepts/strategies for SOFC-based integration systems, which are opportune transformational energy-related technologies.

Keywords: Solid oxide fuel cell, Integration strategy, Hybrid system

Introduction

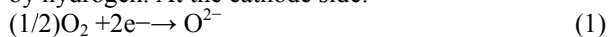
Today, electrical power is provided mainly by conventional power generation technologies that rely on fossil fuel combustion, which results air pollution and global warming. Advanced clean energy systems must help us to make the shift from a fossil fuel-based economy to a new paradigm.

The fuel cell is a new alternative to traditional power generation systems. There are different type of fuel cells varied by the electrolyte used and its operating temperature which is in the range of 600–1000 °C. The electrolyte of a solid oxide fuel cell (SOFC) consists of a solid, fully dense oxide metal (typically yttria (Y₂O₃) stabilized zirconia (ZrO₂) or YSZ). The anode of a SOFC is typically made of a nickel cermet, such as Ni-YSZ, while the cathode is made of strontium (Sr) doped with lanthanum manganite (LaMnO₃) [1]. Due to the fact that all the components in a SOFC are solid structures, cells can be constructed in any geometry. In the following sections, we present a review of some integration concepts/strategies for SOFC-based hybrid systems for HVAC.

SOFC fundamentals

SOFCs convert the chemical energy of a fuel directly into electrical energy through electrochemical reactions. Oxygen ions migrate through the electrolyte to the anode where they are consumed by fuel oxidation. The

electrochemical reaction in a SOFC is generally fuelled by hydrogen. At the cathode side:



At the anode side:



The SOFC consumes the hydrogen that is produced from natural gas through either internal or external steam reforming. The fuel reforming is endothermic reaction. The heat can be supplied by the overpotential loss and entropy change heat for internal reforming of high-temperature fuel cells including SOFC and MCFC. The chemical reactions include the methane reforming process and the water gas-shift reaction as follows:

Steamreforming:



Gas-shifting:



At the anode side, the carbon monoxide is electro-oxidized by oxygen ions, thus producing carbon dioxide and electrons:



Although hydrogen is thought to be an ideal fuel for the future, there are issues associated with generation, storage, distribution, etc.

The reforming of hydrocarbons may take place either externally or internally in the SOFC system. Fig. 1 shows the electrochemical reactions in a SOFC stack that uses an internal steam reforming process.

Part of the hydrocarbon fuel is reformed in an indirect internal reforming unit and the rest is directly reformed on the cells. Part of the heat that is released due to irreversible electrochemical reactions is utilized in the internal reforming process. The depleted fuel still contains some unutilized combustible fuel, such as hydrogen with other conventional thermal cycles to yield improved thermal efficiency.

SOFC +PEM fuel cell

In a hybrid system that comprises a SOFC combined with a polymer electrolyte membrane fuel cell (PEMFC) system, the PEMFC makes use of the internal reforming ability of the SOFC to produce hydrogen, which is necessary for PEMFC operation. The heat released from electrochemical reactions in the SOFC is utilized by the internal reforming process. Fig. 2 shows the PEMFC schematic configuration. Natural gas enters the SOFC at the location where the fuel reforming and the electrochemical oxidation processes occur. The SOFC stack produces electrical power together with an exhaust stream that contains unused CO and H₂. The exhaust stream is routed to the shift reactors, where the CO reacts with H₂O to produce CO₂ and H₂. There is



CO reacts with H_2O to produce CO_2 and H_2 . There is sufficient H_2O in the flow stream to allow most of the CO to be oxidized to CO_2 . Beyond the shift reactors, the remaining traces of CO are removed by selective catalytic oxidation. This is necessary to prevent poisoning of the Pt catalysts used in the PEMFC stack. The resulting H_2 -rich stream is cooled to about $70^\circ C$ before entering the PEMFC [1]. The fuel cells in Fig. 2 are connected in series for fuel feeding. Using this configuration, the gas mixture fed to the cathode of the SOFC contains some water.

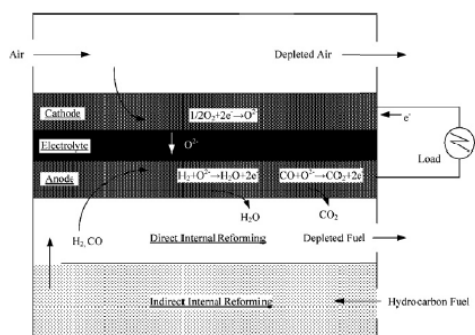


Figure 1. The electrochemical reaction in a SOFC that features internal fuel reforming [2].

The efficiency of the SOFC-PEMFC combination as predicted by simulations is about 60%. The efficiency of the SOFC increases with operating pressure, but this has not been proven for the hybrid SOFC-PEMFC system [1]. By contrast, the efficiency of SOFC-PEMFC decreases with increasing operating pressures [1].

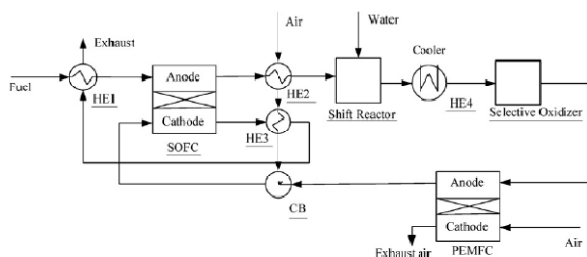


Figure 2. Layout of an Integrated SOFC-PEMFC System [1].

SOFC + absorption refrigeration cycle

Absorption refrigeration machines are widely used in buildings for air conditioning. The absorption cycle is a process by which the refrigeration effect is created through the use of a refrigerant cycle and another working fluid cycle. The refrigerant cycle removes heat by evaporating the refrigerant at a low pressure and then absorbing it in lithium bromide water solution at a higher pressure. Some external heat is needed to drive

the liquid refrigerant into a gaseous state in the vapor generator. The external heat is normally a side effect of industrial processes. In this context, the SOFC can be integrated with an absorption refrigeration cycle, which makes use of the exhaust SOFC thermal energy. Furthermore, the electrical power for the building can be tapped from the SOFC.

Fig. 3 illustrates an integration cycle for the combined SOFC LiBr absorption refrigeration system. There are four closed cycles in the system: (1) the SOFC power generation cycle, (2) the condensing water cycle, (3) the chilled water cycle, and (4) the refrigerant cycle.

The SOFC exhaust is channeled to the fuel cell inlet air recuperator and then routed to a vapor generator to heat the LiBr/ H_2O solution, thereby causing the refrigerant – in this case water – to be boiled out of the solution in a manner similar to distillation. Generally, we can add a heat exchanger downstream of the vapor generator to produce hot water that utilizes the exhaust heat.

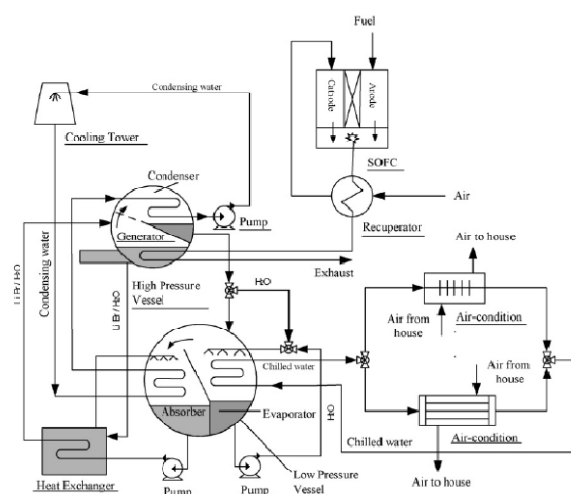


Figure 3. Hybrid System Consisting of a SOFC Combined with an Absorption Refrigeration Cycle [2].

Conclusion

With SOFC hybrid systems are power systems with low pollution and high efficiency. They have the ability to be replaced by fossil fuels and other irreversible sources of energy to become future sources of power.

References

- 1- Dicks, A.L., Fellows, R.G., Mescal, C.M., Seymour, C., 2000, *J. Power Sources* Vol.86, pp. 501–506.
- 2- Zhang, X., Chan, S.H., Li, G., Ho, H.K., Li, J., Feng, Z., "A review of integration strategies for solid oxide fuel cells", 2010, *Journal of Power Sources*, Vol.195, pp. 685–702..



سیستم‌های میکرو و نانو در تهویه مطبوع



بررسی تجربی انتقال حرارت و افت فشار در جریان آرام نانوسیال نانوالماس-روغن موتور در لوله افقی تحت شرایط مرزی شار ثابت

عرفان رسولی^۱، محمد علی اخوان بهابادی^۲، محمد قزوینی^۳، مهرداد رئیسی^۴

^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، erasouli@ut.ac.ir

^۲ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، akhavan@ut.ac.ir

^۳ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، mghazvini@ut.ac.ir

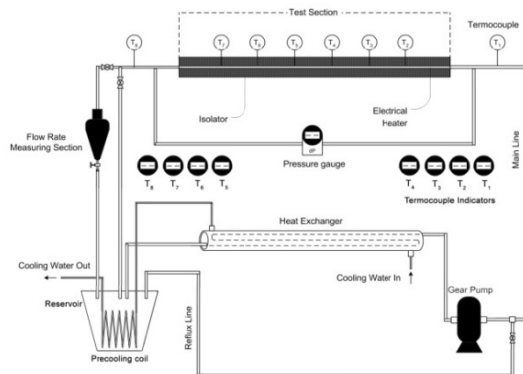
^۴ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، mraisee@ut.ac.ir

چکیده

بنابراین، در این مطالعه به بررسی تجربی آثار افزایش غلظت نانوذرات و همچنین شار دیواره بر روی انتقال حرارت جابجایی و افت فشار در جریان نانوسیال نانوالماس-روغن موتور داخل لوله افقی پرداخته می‌شود.

دستگاه آزمایش و جمع آوری داده‌ها

شکل ۱، طرح شماتیک دستگاه آزمایش را نشان می‌دهد. این دستگاه آزمایشی یک مدار بسته برای جریان روغن موتور و با نانوسیال می‌باشد که از بخش‌های متفاوت: واحد آزمایش، وسیله اندازه‌گیری دبی، مخزن پیش‌خنک کننده، پمپ دنده‌ای و مبدل حرارتی تشکیل شده است.



شکل ۱ طرح شماتیک سیستم آزمایشی

نانوسیال جاری درون لوله "واحد آزمایش" توسط یک هیتر الکتریکی که به دور آن پیچیده شده است، گرم می‌شود. برای ایجاد شارهای الکتریکی متفاوت، توان حرارتی هیتر در سه مرحله روی ۱۰۰، ۲۷۰ و ۵۰۰ وات تنظیم می‌گردد. بخش آزمایش کاملاً توسط دو لایه عایق حرارتی ایزوله شده تا از اتلاف حرارتی جلوگیری شود.

دو ترموکوپل نوع K برای اندازه‌گیری دمای حجمی نانوسیال در ورود و خروج، درون سیال جاسازی شد. شش ترموکوپل دیگر نیز در طول لوله آزمایش برای اندازه‌گیری دمای سطح خارجی لوله به کار گرفته می‌شود. جهت اندازه‌گیری افت فشار در طول بخش آزمایش از افت فشارسنج دیفرانسیلی بسیار دقیق PMD-75 استفاده گردد.

در این تحقیق تمامی مقادیر رئولوژیکی (اعم از چگالی، لزجت دینامیکی و سینماتیکی) و حرارتی (اعم از ظرفیت حرارتی و ضریب هدایت حرارتی)

این پژوهش به بررسی تجربی افزایش انتقال حرارت و افت فشار در جریان آرام نانوسیال درون لوله افقی و تحت شرایط مرزی شار ثابت می‌پردازد. نانوسیال مورد نظر با استفاده از روغن موتور 20W50 به عنوان سیال پایه و نانو ذرات الماس با چهار غلظت جرمی متفاوت ۰/۲، ۰/۵، ۱ و ۲ درصد تولید می‌گردد. داده‌های آزمایشگاهی انتقال حرارت و افت فشار در محدوده شار حرارتی ۳ تا ۱۸/۵ kW/m² و اعداد رینولدز تا ۱۰۰ جمع آوری می‌شوند.

بررسی و تحلیل این داده‌ها، حداکثر افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی ۶۴٪ را برای نانوسیال با غلظت جرمی دو درصد جرمی نسبت به ضریب انتقال حرارت روغن پایه تحت شرایط مشابه نشان می‌دهد. علاوه بر این، بررسی‌ها نشان دهنده افزایش افت فشار با استفاده از نانوسیال نسبت به سیال پایه است که این افزایش با افزایش غلظت نانوذرات بیشتر می‌شود.

کلمات کلیدی: افزایش انتقال حرارت، افت فشار، جریان آرام، شار ثابت، نانوسیال

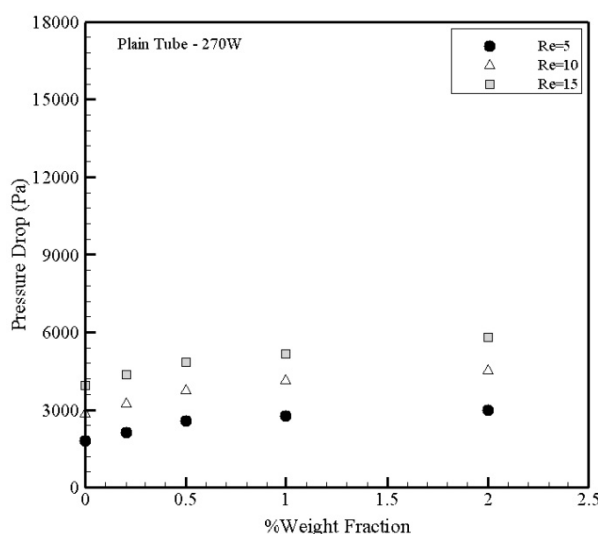
مقدمه

با افزایش فوق‌العاده در شار حرارتی تولید شده بوسیله دستگاه‌های الکترونیکی، لیزرها، رایانه‌ها، موتور اتومبیل و دیگر صنایع پیشرفته (دریغی موارد بیش از ۲۰۰ W/cm²)، سرمایش به بخشی اجتناب ناپذیر برای حفظ عملکرد مطلوب و قابل اطمینان این صنایع و محصولات تبدیل شده است. بنابراین، سرمایش یکی از چالش‌های فنی بسیار پیچیده در رویارویی با این صنایع است که نیاز به مطالعه و تحقیق روز افزون دارد.

برگلز و همکارانش [۱]، سیزده روش را برای افزایش انتقال حرارت ارائه داده اند که به دو دسته روش‌های غیرفعال و فعال تقسیم می‌شوند. ذرات افزودنی به سیال یکی از روش‌های افزایش انتقال حرارت غیرفعال است. استفاده از این روش در ابتدای کار بدلیل مشکلات جانبی کمتر مورد توجه قرار گرفت زیرا ذرات با ابعاد میلی‌متر و یا حتی میکرومتر بسرعت ته‌نشین می‌شوند و در هنگام عبور از مجاری باریک همانند میکروکانال‌ها کلوخه شده و مجاری عبوری را مسدود می‌کنند و باعث افت فشار بیشتری می‌شوند. با پیدایش تکنولوژی نانو در یک دهه گذشته و تولید ذرات نانومتری، موانع توسعه این روش تا حدود زیادی برطرف شد و محققین زیادی به انجام تحقیقات در این زمینه پرداختند. نتایج بسیار جالب در افزایش فوق‌العاده ضرایب انتقال حرارت، باعث شدت گرفتن تحقیقات در این عرصه شد.



نانوذرات، افزایش می‌یابد. چنین روندی در تمام توان‌های حرارتی آزمایش شده دیده می‌شود. این نتایج، تأیید کننده نتایج تحقیقات [۲] می‌باشد. همچنین ملاحظه شد که افزایش شار حرارتی باعث کاهش میزان افت فشار در رینولدز ثابت، می‌شود. دلیل این امر را می‌توان در اثر دما بر سست شدن پیوند بین نانوذرات و در نتیجه کوچک شدن سایز ذره (توده نانوذرات) و نیز کاهش لزجت سیال جاری جستجو کرد. آثار سوء حضور نانوذرات با افزایش دما بدلیل همگن‌تر شدن سوسپانسیون و جایگیری نانوذرات در بین مولکول‌های سیال پایه، با شدت کمتری اثر افزایش عدد رینولدز را که خود عامل افزایش افت فشار است، تشدید می‌کنند.



شکل ۳ تغییرات افت فشار با غلظت نانوذرات در لوله صاف افقی تحت توان حرارتی ثابت ۲۷۰ وات

نتیجه‌گیری

- استفاده از نانوسیال به جای روغن موتور خالص، ضریب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. بالاترین مقدار افزایش انتقال حرارت بدست آمده بر اثر افزودن نانوذرات که در این تحقیق مشاهده شد، حدود ۶۴٪ می‌باشد.
- همچنین مشاهده شد که استفاده از نانوسیال به جای روغن موتور خالص، افت فشار را نیز افزایش می‌دهد. میزان افزایش افت فشار با افزایش کسر جرمی نانوذرات زیاد می‌شود.

مراجع

- [1] Bergles, A. E., 1973, "Recent development in convective heat transfer augmentation", Applied Mechanics Review, Vol. 26, pp. 675.
- [2] Ulzie Rea, Tom McKrell, Lin-wen Hu, Jacopo Buongiorno, 2008, "Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina-water and zirconia-water nanofluids", International Journal of Heat and Mass Transfer, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.025.

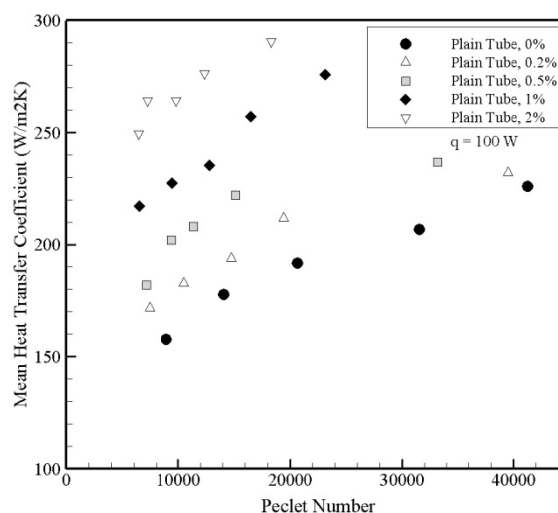
برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی و افت فشار بصورت تجربی اندازه‌گیری می‌شود.

نتایج انتقال حرارت

با استفاده از اندازه‌گیری‌های تجربی صورت گرفته برای مقادیر رئولوژیکی و حرارتی، ضرایب مطرح در انتقال حرارت جابجایی محاسبه و بررسی می‌گردد:

برای بررسی تأثیر افزودن نانوذرات الماس در بهبود انتقال حرارت درون لوله، تغییرات ضریب انتقال حرارت میانگین با عدد پکلت برای روغن موتور خالص و نانوسیال‌های تهیه شده و در توان حرارتی ثابت ۱۰۰ W در شکل ۲ نمایش داده شده است.

از این شکل، افزایش ضریب انتقال حرارت در اثر افزایش غلظت جرمی و عدد پکلت قابل مشاهده است. دلیل این اتفاق را می‌توان اینگونه بیان کرد که چون عدد پراکتل نانوسیال با غلظت بالاتر، بیشتر از نانوسیال با غلظت پایینتر و روغن پایه است، در یک عدد رینولدز مشخص، طول ورودی آن بزرگتر از طول ورودی روغن پایه است. با توجه به اینکه روند نزولی ضریب انتقال حرارت در ابتدای ناحیه ورودی شدیدتر است، می‌توان گفت که نانوسیال با غلظت بیشتر نسبت به سیال با غلظت کمتر در نقطه ابتدایی‌تر طول ورودی قرار دارد.



شکل ۲ تغییرات ضریب انتقال حرارت میانگین سیال پایه و نانوسیالات مختلف با عدد پکلت در لوله تحت توان حرارتی ۱۰۰ وات

همچنین از شکل ۲ مشاهده می‌شود که برای یک نانوسیال خاص، ضریب انتقال حرارت با افزایش عدد پکلت (و یا عدد رینولدز) افزایش می‌یابد. درواقع جنبش و برخورد بیشتر ذرات نانوپودر در اعداد رینولدز بالاتر، منجر به انتقال حرارت و انرژی بالاتر می‌شود.

نتایج افت فشار

شکل ۳ تغییرات افت فشار را در سه رینولدز انتخابی بر حسب غلظت جرمی نانوذرات در شار حرارتی ثابت ۲۷۰ W نشان می‌دهد. از بررسی این شکل و سایر داده‌های ثبت شده، مشاهده شد که افت فشار با افزایش کسر جرمی



مطالعه تجربی افت فشار در جریان آرام نانوسیال اکسید مس- روغن پایه در لوله افقی با سیم پیچ تحت شار حرارتی ثابت

محمد سعیدی نیا^۱، محمد علی اخوان بهابادی^۲

^۱ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، mohamad.s@gmail.com

^۲ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، پردیس دانشکده‌های فنی، دانشگاه تهران، akhavan@ut.ac.ir

چکیده

در این مطالعه تجربی، افت فشار جریان آرام نانوسیال اکسید مس- روغن پایه درون لوله‌های افقی مجهز به سیم پیچ مورد بررسی قرار می‌گیرد. غلظت جرمی ذرات نانو در نانو سیال بین ۰ تا ۲ درصد متغیر است. لوله مورد استفاده، لوله مسی با قطر داخلی ۱۴ میلیمتر و طول ۱/۲ متر است که سیم‌پیچ‌های با ضخامت سیم و گام‌های مختلف درون این لوله قرار می‌گیرند. نانوسیال جاری در لوله بوسیله یک گرمکن مارپیچ الکتریکی تحت شار حرارتی ثابت حرارت، می‌بیند.

اثر پارامترهای مختلف مثل دبی جریان، ضخامت و گام سیم پیچ، غلظت نانوسیال و شار حرارتی بر روی افت فشار مطالعه می‌شود. برای لوله با سیم پیچ و یک سیال خاص، با افزایش دبی جرمی افت فشار افزایش می‌یابد. بعلاوه افت فشار با دبی جرمی ثابت با افزایش ضخامت سیم پیچ و همچنین کاهش گام سیم پیچ، افزایش می‌یابد. همچنین اثر غلظت ذرات در نانوسیال بر افت فشار مورد بررسی قرار می‌گیرد. مشاهدات نشان می‌دهد که استفاده از نانو سیال بجای سیال پایه، باعث افزایش افت فشار می‌شود، مقدار این افزایش در غلظت‌های بالاتر بیشتر است.

کلمات کلیدی: افت فشار، نانوسیال، سیم‌پیچ، اکسید مس، جریان آرام.

مقدمه

با توجه به محدودیت منابع انرژی و لزوم صرفه جویی در مصرف آن و همچنین با عنایت به کاربردهای فراوان مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلف، طراحی و استفاده بهینه از آنها اهمیت بسیار زیادی دارد. برای داشتن یک مبدل حرارتی با عملکرد مطلوب، بدست آوردن ماکزیم انتقال حرارت در افت فشار بهینه مهم می‌باشد. به همین جهت دقت در محاسبه افت فشار از اهمیت خاصی برخوردار است.

یکی از روش‌های غیر فعال جهت افزایش میزان انتقال حرارت در مبدل حرارتی، نصب سیم پیچ در درون آن می‌باشد. روش دیگر استفاده از افزودنی‌ها نظیر ذرات جامد در مقیاس نانو است. هر دو روش ضمن افزایش انتقال حرارت، افت فشار را نیز افزایش می‌دهند.

در زمینه بررسی انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌های مجهز به سیم پیچ تاکنون مطالعاتی انجام شده است [۱]. تحقیقات انجام شده بر روی نانوسیال که مربوط به دهه اخیر می‌باشد، عمدتاً بر روی خواص انتقال حرارتی نانو سیال متمرکز بوده و کمتر به افت فشار آن می‌پردازد [۲].

هدف تحقیق حاضر بررسی رفتار افت فشار جریان آرام نانوسیال اکسید مس- روغن پایه با غلظت‌های مختلف در لوله افقی با سیم پیچ و تحت شار حرارتی ثابت است. دلیل اصلی استفاده از نانوسیال اکسید مس- روغن پایه

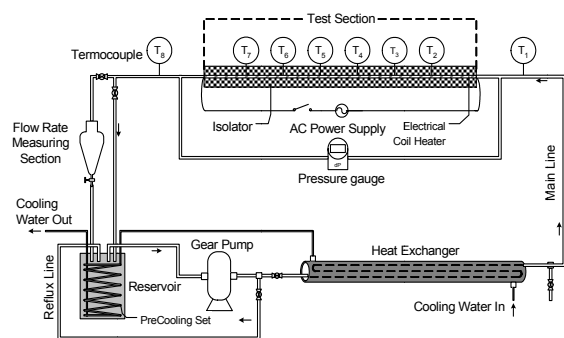
این است که از ذرات اکسید مس به عنوان افزودنی به روغن موتور برای جذب بیشتر گرمای موتور، استفاده می‌شود. همچنین این ذرات به دلیل شکل کروی خود دارای خواص ضد سایش نیز می‌باشند.

تهیه نانوسیال

ذرات نانو استفاده شده در این تحقیق اکسید مس است. ذرات به شکل کروی بوده و قطر میانگین آنها ۵۰ نانومتر و درجه خلوص آنها ۹۹ درصد می‌باشد که با روش‌های شیمیایی اندازه گیری شده‌است. نانوسیال با غلظت‌های جرمی ۰/۲، ۰/۵، ۱ و ۲ درصد، با پراکنده کردن مقادیر مشخص ذرات نانو اکسید مس در روغن پایه با استفاده از دستگاه آلتراسونیک با پالس ۴۰۰ وات در ۲۴ کیلوهرتز تهیه و استفاده شدند. این دستگاه برای ایجاد پایداری ذرات نانو در سیال پایه استفاده می‌شود.

دستگاه آزمایش

برای بررسی افت فشار تحت شرایط مرزی شار ثابت یک سیستم آزمایشی مطابق شکل ۱ طراحی و ساخته شد. سیستم آزمایشی متشکل از یک مدار برای جریان روغن پایه و یا نانوسیال مربوطه می‌باشد که از بخش‌های متفاوتی برای اندازه‌گیری دما، فشار، دبی و نیز واحدهای سرمایش و تنظیم دبی جریان سیال تشکیل شده است. اندازه‌گیری افت فشار توسط یک دستگاه اندازه‌گیری اختلاف فشار با دقت بالا (PMD-75) که برای محدوده (۰-۱۵۰ kPa) کالیبره شده است، انجام می‌گیرد. این دستگاه به دو سر لوله مورد آزمایش مطابق شکل ۱ متصل می‌گردد.

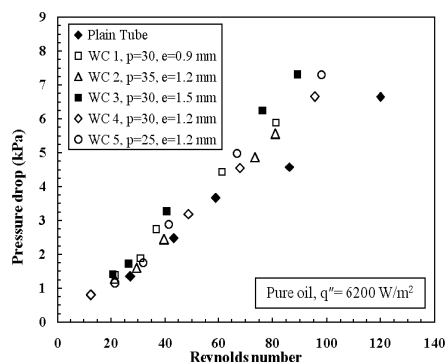


شکل ۱: نمای شماتیک دستگاه آزمایش

همان‌طور که اشاره شد، آزمایش بر لوله مسی افقی با سیم پیچ تحت شار ثابت انجام می‌گیرد. مشخصات لوله‌های مجهز به سیم پیچ شامل: قطر داخلی لوله (d)، گام سیم پیچ (p)، و ضخامت سیم (e) در جدول ۱ آمده



در شکل ۳ تغییرات افت فشار روغن خالص با عدد رینولدز برای لوله صاف و لوله‌های مجهز به سیم‌پیچ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در یک گام خاص، با افزایش ضخامت سیم‌پیچ افت فشار افزایش پیدا می‌کند. همچنین برای یک ضخامت خاص، با کاهش گام سیم‌پیچ افت فشار افزایش می‌یابد. یکی از دلایل این است که با افزایش ضخامت و یا کاهش گام سیم‌پیچ، جریان بیشتر آشفته شده و باعث افزایش افت فشار می‌شود. بیشترین افت فشار نیز مربوط به سیم‌پیچ با بیشترین قطر سیم است.



شکل ۳: تغییرات افت فشار روغن خالص با عدد رینولدز در لوله‌های با سیم‌پیچ مختلف و در شار ثابت ۶۲۰۰ وات بر مترمربع

برای نانوسیال با غلظت‌های مختلف این روند افزایش افت فشار برای سیم‌پیچ‌های مختلف نیز دیده می‌شود. همچنین افت فشار یک لوله با سیم‌پیچ خاص نسبت به لوله صاف، برای شار حرارتی بالاتر در مقایسه با شار حرارتی پایین‌تر، کمتر افزایش پیدا می‌کند.

نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از این مطالعه عبارتند از:

- ۱- قرار گرفتن سیم‌پیچ درون لوله بجای لوله صاف باعث افزایش قابل ملاحظه افت فشار بسته به ضخامت و گام سیم‌پیچ، می‌شود.
- ۲- استفاده از نانوذرات اکسید مس در روغن پایه برای بالابردن نرخ انتقال حرارت آن، باعث افزایش افت فشار آن نیز می‌شود.
- ۳- درصد افزایش افت فشار جریان نانوسیال در لوله با سیم‌پیچ نسبت به لوله صاف به طور قابل ملاحظه‌ای بیشتر است.
- ۴- استفاده از سیم‌پیچ با بالاترین ضخامت و نانوسیال با بالاترین غلظت به ازای رینولدزهای مختلف، افت فشار را تا ۶۳ درصد افزایش داده است. این مقدار زیاد افزایش افت فشار باعث می‌شود تا ملاحظات دقیق‌تری در مورد بکارگیری تکنیک‌های افزایش انتقال حرارت با استفاده از سیم‌پیچ و نانوسیال در کاربردهای عملی، صورت پذیرد.

مراجع

- [1] M.A. Akhavan-Behabadi, Ravi Kumar, M.R. Salimpour, R. Azimi, "Pressure drop and heat transfer augmentation due to coiled wire inserts during laminar flow of oil inside a horizontal tube", Int. J. Thermal Sciences 49(2) (2010) 373-379.
- [2] Y. Xuan, Q. Li, "Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids", Journal of Heat Transfer 125 (2003) 151-155.

است. شار حرارتی لازم توسط المنت‌های الکتریکی که به طور یکنواخت به دور لوله پیچیده شده است تامین می‌شود و میزان گرمای المنت‌ها توسط دیم‌های صنعتی تنظیم می‌گردد. برای جلوگیری از اتلاف حرارت المنت‌ها به محیط، لوله به طور کامل عایق شده است. دماهای ورودی و خروجی توسط ترموکوپل‌های PT-100 اندازه‌گیری می‌شوند.

جدول ۱: مشخصات و ابعاد لوله‌های مجهز به سیم‌پیچ

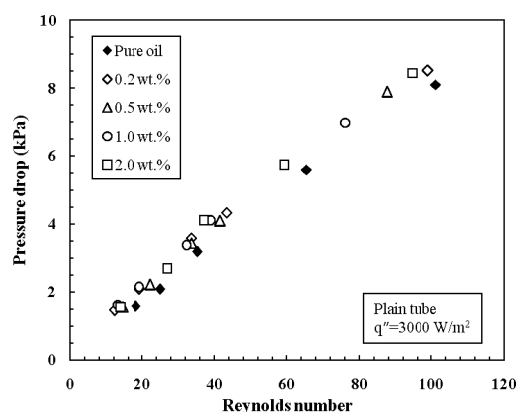
No.	d (mm)	p (mm)	e (mm)	p/d	p/e
۱	۱۴	۲۵	۱/۲	۱/۷۹	۲۰/۸۳
۲	۱۴	۳۰	۱/۲	۲/۱۴	۲۵
۳	۱۴	۳۵	۱/۲	۲/۵	۲۹/۱۷
۴	۱۴	۳۰	۱/۵	۲/۱۴	۲۰
۵	۱۴	۳۰	۰/۹	۲/۱۴	۳۳/۳۳

جمع‌آوری و آنالیز داده‌ها

آزمایشات متعدد، برای جریان نانوسیال با غلظت‌های مختلف در درون لوله صاف و داخل لوله‌های مجهز به سیم‌پیچ تحت دو شار حرارتی مختلف و سرعت‌های جرمی متفاوت انجام شد. عدد رینولدز بدست آمده بین ۱۰ تا ۱۲۰ تغییر می‌کند.

شکل ۲ تغییرات افت فشار در لوله صاف بدون سیم‌پیچ برای روغن خالص و نانوسیالات با غلظت‌های جرمی مختلف را برحسب عدد رینولدز نشان می‌دهد. جریان سیال، آرام و عدد رینولدز بین ۱۰ تا ۱۱۰ تغییر می‌کند. به دلیل ویسکوزیته دینامیکی و چگالی متفاوت نانوسیالات با غلظت‌های مختلف، اعداد رینولدز آنها در سرعت جریان برابر، نیز متفاوت است.

در شکل ۲ دیده می‌شود که افت فشار نانوسیالات بویژه در رینولدزهای بالا بیش از افت فشار روغن پایه خالص می‌باشد. دلیل آن معلق بودن ذرات جامد در سیال است که باعث افزایش ویسکوزیته دینامیکی نسبت به سیال پایه شده و در نتیجه منجر به افزایش افت فشار می‌گردد. دلیل دیگری برای این موضوع، جنبش آشفته نانوذرات و حرکت آنها از نقطه‌ای به نقطه دیگر می‌باشد. به همین دلیل در رینولدزهای پائین افت فشار نانوسیالات و روغن پایه تقریباً برابر است. همانطوری که انتظار می‌رود از شکل ۲ همچنین نتیجه می‌شود که افت فشار با افزایش غلظت جرمی نانوسیال مقداری افزایش می‌یابد.



شکل ۲: تغییرات افت فشار با عدد رینولدز در لوله صاف بدون سیم‌پیچ برای نانو سیال با غلظت‌های مختلف و در شار ثابت ۳۰۰۰ وات بر مترمربع



صنعتی و موضوعات مرتبط



نحوه طراحی و اجرای دستورالعمل TAB (تست، تنظیم و بالانس) سیستم کانال کشی تأسیسات HVAC در یک پروژه نمونه

مهرزاد خراسانی^۱

^۱ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی، مرکز تحقیقات سیستم‌های پیشرفته - سازمان انرژی اتمی ایران
mehr_zad_khorasani@yahoo.com

چکیده

سیستم‌های TAB جهت تست، تنظیم و بالانس سیستم‌های آبی و هوایی در تأسیسات تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرد و عبارت است از تنظیم یک سیستم کانال کشی هوا به طوریکه مقدار هوای ورودی و خروجی دریچه‌های هوا حداکثر با ۱۰ درصد خطا منطبق با مقادیر طراحی شود. بالانس کانال کشی سیستم‌های HVAC اصولاً به دو روش قابل انجام است: الف: روش سعی و خطا (Trial&Error).

ب: استفاده از مدل‌های Walton و Federspiel و معادلات جریان سیستم‌های کم‌فشار و حل آنها. با توجه به پیچیدگی معادلات جریان هوا، روش حل معادلات فشار فقط از طریق کدنویسی نرم‌افزاری قابل اجرا است. در پروژه حاضر از روش اول استفاده شده است که به اختصار در ذیل تشریح می‌گردد.

اجرای TAB از روش اول، با بررسی نقشه‌ها و شماره‌گذاری مجراهای ورودی و دریچه‌ها روی نقشه آغاز شده و این شماره در فرم شماره ۱ وارد می‌شود همچنین پس از شناسایی و شماره‌گذاری ردیف‌های مربوطه شامل CFM دریچه‌ها و مجراها نیز مطابق نقشه در همان فرم وارد می‌شود. مرحله بعدی روشن نمودن فن هواسازها و سپس اندازه‌گیری جریان هوا با استفاده از تجهیزات اندازه‌گیری جریان روی دریچه‌ها و درون کانال انجام می‌شود و در نهایت تنظیم کارکرد تجهیزات جهت کسب نمودن مقادیر افت فشار، دبی و ... طراحی شده در نقشه‌ها می‌باشد.

کلمات کلیدی: طراحی سیستم TAB، فرم‌های مورد نیاز TAB، تجهیزات اندازه‌گیری جریان، ثبت داده‌ها، تنظیم دریچه‌ها و دمپرها

مقدمه

در بهترین سیستم طراحی شده تأسیسات تهویه مطبوع جریان طراحی و بالانسینگ در مدار پرخشی هوا به صورت خودکار اتفاق نمی‌افتد. تنها راه حل ممکن برای رسیدن به جریان طراحی در کلیه انشعابات سیستم ایجاد تعادل و بالانس کردن مجموعه و اندازه‌گیری و انجام تنظیمات دقیق بر اساس شرایط طراحی می‌باشد. این روش عملکرد دقیق سیستم نصب شده را تضمین نموده و راه‌کاری برای تسهیل در نگهداری و تعمیرات و ادامه عملکرد صحیح سیستم‌های تهویه مطبوع نصب شده می‌باشد.

برای ایجاد شرایط مطلوب داخلی و کاهش حداکثر هزینه‌های مصرف انرژی و جلوگیری از ایجاد مشکلات عملکردی سیستم، مجموعه تأسیسات تهویه مطبوع باید کنترل‌پذیر باشد. برای کنترل‌پذیر بودن هر سیستم، دارا بودن سه شرط اساسی ذیل الزامی است:

۱- جریان طراحی باید در کلیه ترمنال‌ها و انشعابات در زمان بار ماکزیمم وجود داشته باشد.

۲- اختلاف فشار در دو سمت دمپرها یا تجهیزات کنترلی نباید بیش از اندازه مجاز تعیین شده در طراحی باشد.

۳- جریان‌ها باید در کلیه انشعابات سیستم با یکدیگر سازگار باشند.

روش اجرایی بالانس سیستم کانال کشی

جهت اجرای پروژه در دو مرحله انجام می‌شود:

۱- شماره‌گذاری هوارسان و دریچه و دمپرها

۲- کنترل و شروع تست توسط ابزارآلات اندازه‌گیری دبی، فشار و...

با بررسی نقشه‌ها و شماره‌گذاری روی نقشه پروژه TAB آغاز می‌گردد. سپس CFM دریچه‌ها و مجراها در فرم TAB طراحی شده وارد می‌شود. مشخصات هوارسان‌ها بررسی و موارد مورد نیاز مانند CFM و فشار استاتیک ثبت می‌شود. در صورتیکه فضا دارای تخلیه نیز باشد فن تخلیه روشن و مقدار CFM کانال اصلی می‌بایستی توسط اندازه‌گیری عرضی پیتوت مطابق نقشه کنترل و تنظیم شود [۱].

جهت عملیاتی نمودن پروژه، پس از بررسی نقشه‌ها تمامی اجزاء در محل پروژه کنترل و از باز بودن دمپرها دستی و اتوماتیک اطمینان حاصل می‌شود. وضعیت ورودی و خروجی فضاها بررسی و اگر لازم است باز باشند در حالت کاملاً باز قرار خواهند گرفت. در صورتی که فن هوای تازه در خارج از سیستم هوارسان باشد می‌بایستی روشن شود. مقدار هوای تازه روی محل انشعاب اصلی ریزر هوای تازه توسط اندازه‌گیری عرضی لوله پیتوت تنظیم می‌شود. جریان کانال اصلی در خروجی هوارسان ثبت شود. در صورتی که از ۱۰ درصد مقدار طرح بیشتر بود حتی‌المقدور با دمپر دهانه خروجی هوارسان تنظیم شود. کل سیستم بررسی کامل و در صورت وجود مشکل رفع گردد، همچنین کلیه ورودی و خروجی‌ها سیستم کانال کشی بررسی و در صورت وجود نشتی، ترمیم می‌شود [۲].

انواع روش‌های اجرای TAB

بالانس سیستم اصولاً به دو روش قابل انجام است:

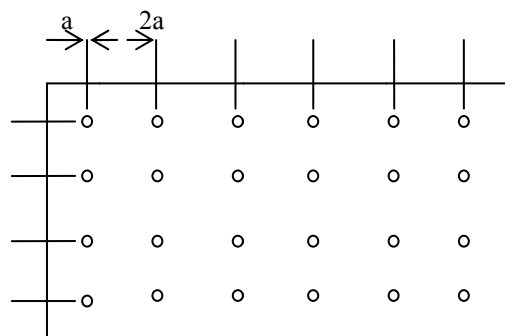
الف: روش سعی و خطا (Trial&Error)

در این روش مطابق با دستورالعمل و استفاده از جدول ارائه شده در چند مرحله نسبت به تنظیم دمپرها و دریچه‌ها اقدام می‌گردد.

ب: استفاده از مدل‌های Walton, Federspiel و معادلات جریان سیستم-های کم‌فشار و حل آنها

با توجه به پیچیدگی این معادلات فقط از طریق کد نرم‌افزاری این کار قابل انجام است. لازم به ذکر است در این روش منحنی عملکرد (Performance Curve) تمامی اجزا سیستم جهت کد نویسی می‌بایستی مشخص باشد. (استفاده از این روش در پروژه‌هایی با حجم کانال کشی زیاد، تونل‌ها و ... کاربرد دارد). بعضی از شرکت‌های بزرگ دنیا که در این زمینه فعالیت دارند نرم‌افزارهایی تهیه و از آن استفاده می‌کنند.

^۱ TAB: Testing Adjusting Balancing



شکل ۱: اندازه‌گیری عرضی با تقسیم بندی ثابت

روش اندازه‌گیری داخل کانال

به دو طریق انجام می‌شود:

الف: اندازه‌گیری عرضی با تقسیم بندی ثابت

در این روش مقطع کانال مطابق شکل ۱ و قاعده a ، $2a$ به تعداد مورد نظر تقسیم‌بندی می‌شود.

در این حالت فاصله بزرگتر دو برابر فاصله نزدیک به مرز کانال می‌باشد. تعداد ردیف انتخابی کاملاً تجربی است و به سرعت داخل کانال، میزان اغتشاش، ابعاد کانال و دقت مورد نظر بستگی دارد.

ب: اندازه‌گیری عرضی با تقسیم بندی لگاریتمی

شکل ۱ را در نظر بگیرید، نقاط مطابق با جدول ۱ انتخاب می‌شود. تعداد ردیف انتخابی کاملاً تجربی است و به سرعت داخل کانال، میزان اغتشاش، ابعاد کانال و دقت مورد نظر بستگی دارد [۳ و ۴].

نتیجه گیری

استفاده از روش لگاریتمی اندازه‌گیری، در جریان‌های لایه‌ای (Laminar) دقیقتر است. اما جریان در کانال هوا در این پروژه با سرعت 2000 fpm به بالا و وجود تیغه‌های جداکننده و اتصالات عموماً در توربولانس شدید است. به همین دلیل تفاوت چندانی بین این دو روش نیست. با توجه به این نکته که متوسط سرعت‌های بدست آمده معیار محاسبات جریان خواهد بود. با توجه به نتایج بدست آمده از این پروژه، مزایای استفاده از تکنیک TAB در سیستم‌های تهویه مطبوع ایجاد شرایط مطلوب داخلی، بهینه سازی مصرف انرژی و صحت گذاری و مستند سازی سیستم.

مراجع

- 1-1980 Systems "ASHRAE Handbook and Product Directory" Publisher American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, INC 2-1st Edition, 1985 "HVAC Air Duct Leakage Test Manual" publisher: Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc
- 3-William G "Testing, Balancing, Adjusting of Environmental Systems" P.E Publisher: Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association
- 4-James B., Dug S Taylor, P.E. April 2004 "Testing, Balancing, Adjusting & Duct Air & leakage Test" NAVFAC ATLANTIC, Construction Engineering Branch, Code C152.

در پروژه انجام یافته از روش اول استفاده می‌شود که به اختصار توضیح داده خواهد شد.

استفاده از این روش به دو طریق امکانپذیر است.

۱- گام به گام (Step by Step)

۲- مقایسه‌ای

با توجه به اینکه هر دو روش سعی و خطا بوده بسته به نوع پروژه این تنظیمات ممکن است تا ۴ یا ۵ مرحله ادامه یابد. در زیر به طور خلاصه روش اول توضیح داده می‌شود.

روش گام به گام

گام اول: اندازه‌گیری جریان کانال اصلی توسط اندازه‌گیری عرضی لوله پیتوت و تنظیم جریان اصلی مطابق با طرح

گام دوم: تکمیل نمودن فرم TAB طراحی شده در این خصوص برای تمام دریچه‌های مربوط به این کانال

گام سوم: ثبت فشارهای استاتیک کانال اصلی و انشعابات

گام چهارم: داده‌های مرحله اول کامل شده و فرم‌های تکمیل شده TAB، مورد بررسی و تجزیه تحلیل قرار خواهد گرفت. در این مرحله دانستن منحنی سیستم، دمپر، فن و همچنین معادلات آن در تحلیل و تنظیمات بعدی موثر خواهد بود.

گام پنجم: ستون پیش‌تنظیم فرم TAB تکمیل و مرحله بعدی یعنی مرحله اول تنظیم دریچه‌ها انجام می‌گردد.

گام ششم: تمام دریچه‌ها اندازه‌گیری و ثبت می‌شود.

پس از تنظیم دریچه‌ها گام اول تا ششم تکرار می‌شود. در صورت انتخاب صحیح اعداد ستون پیش‌بینی فرم مربوطه، مرحله دوم تنظیم دریچه‌ها با دقت مناسبی به اعداد نقشه نزدیک خواهد شد [۳].

جدول ۱: اندازه‌گیری عرضی با تقسیم بندی لگاریتمی در پروژه نمونه

تعداد نقاط مورد نظر در هر ردیف	فاصله نسبت به دیواره کانال
۵	۰/۰۷۴ و ۰/۲۳۸ و ۰/۵ و ۰/۷۱۲ و ۰/۹۲۶
۶	۰/۰۶۱ و ۰/۲۳۵ و ۰/۴۳۷ و ۰/۵۶۳ و ۰/۷۶۵ و ۰/۹۳۹

نحوه اندازه‌گیری و ثبت داده‌ها

اندازه‌گیری جریان روی دریچه

روش اول: در این روش از پروبیل جریان روی دریچه که از طرف شرکت سازنده ارائه می‌شود و با استفاده از سرعت سنج پروانه‌ای (Van probe) سرعت در فاصله مشخصی در چند نقطه اندازه‌گیری و با محاسبه سطح کروی شکل جریان محاسبه می‌شود.

روش دوم: در روش دوم با استفاده از هدایت کننده جریان و نصب آن روی دریچه سرعت توسط سرعت سنج پروانه‌ای روی دهانه خروجی این هدایت کننده اندازه‌گیری می‌شود. [۴].

تجهیزات اندازه‌گیری جریان در کانال

الف: استفاده از سرعت سنج پروانه‌ای (Van probe)

ب: با استفاده از لوله پیتوت



ارزیابی و بررسی پتانسیل های موجود در سیستم بلودان دیگ های بخار

محمدرضا علیگودرز^۱، سعید کشمیری^۲، نوید نصیری^۳^۱استادیار، دانشگاه شهید رجایی، maligoodarz@srutu.edu^۲کارشناس مکانیک سیالات، شرکت مهندسين خوش سوز، sydream74@yahoo.com^۳کارشناس تأسیسات حرارتی و برودتی، شرکت مهندسی تأمین، navid6850@gmail.com

چکیده

در بخش تولید حرارت اعم از خانگی، تجاری، صنعتی و نیروگاهی نقش عمده بویلرها بر هیچ کس پوشیده نیست. بلودان^۱ یا زیراب زنی نیز جزء جدایی ناپذیر فعالیت های نگهداری از دیگ های بخار است که پتانسیل قابل توجهی در جلوگیری از هدر رفت انرژی دارد. آب خروجی از دیگ بخار در خلال عملیات بلودان علاوه بر اینکه انرژی زیادی را همراه خود از دیگ خارج می کند، هزینه های دیگری شامل خروج افزودنی های شیمیایی، هزینه های صرف شده جهت فیلتراسیون و سختی گیری آب خارج شده و همچنین آب تغذیه^۲ جایگزین را به بهره بردار تحمیل می کند. این مقاله، پس از ارائه مدلی جهت تعیین دقیق میزان بلودان، به بررسی روش های کاهش این مقدار، شناسایی پتانسیل های موجود در عملیات بلودان و راهکارهای عملی پیش رو جهت استفاده از این پتانسیل ها خواهد پرداخت.

کلمات کلیدی: بلودان، زیراب زنی، نگهداری دیگ بخار

مقدمه

دیگ های بخار به دلیل تغییر فاز سیال از مصرف کننده های عمده انرژی به حساب می آیند. مصرف کننده های که اغلب در چهار فصل سال مشغول به کار است. توجه به آمارهایی مانند سهم ۵۹ درصدی گاز از کل عرضه انرژی در کشور و همینطور میزان ۴ برابری شدت مصرف انرژی ایران نسبت به متوسط جهانی، به وضوح گویای پتانسیل بالای صرفه جویی و اصلاح الگوی مصرف در کشور است. برای مثال، نیروگاه های بخار در ایران، سهم ۵۰ درصدی از مصرف حامل های انرژی را دارند، در حالیکه راندمان آنها بطور متوسط ۳۶ درصد است [۱]. از آنجا که بلودان، جزء جدایی ناپذیر فعالیتهای نگهداری از دیگ های بخار است، و با هربار بلودان حجم قابل توجهی از آب که انرژی درخوری را با خود به همراه دارد خارج می شود، پتانسیل خوبی برای صرفه جویی و افزایش راندمان سیستم وجود دارد. باید توجه داشت که کاهش بیش از اندازه عملیات بلودان آسیب های جبران ناپذیری به دیگ وارد خواهد کرد و همچنین افزایش بی مورد آن نیز بجز خروج آب، انرژی، افزودنی های شیمیایی و تحمیل هزینه های سربار، حاصل دیگری نخواهد داشت.

پس شناخت و تشخیص میزان دقیق بلودان، افزایش راندمان و صحت عملکرد دیگ و تجهیزات سیستم بخار را در پی خواهد داشت.

چرا بلودان؟

آب تغذیه دیگ های بخار املاحی را با خود به همراه دارد. غلظت این املاح پس از جوشش آب، رفته رفته زیاده تر می شود. این املاح و ناخالصی ها -

عمدتاً یون های کلسیم و منیزیم - در دمای بالای بویلر به غشایی جامد روی سطوح انتقال حرارت تبدیل می شوند و علاوه بر کاهش نرخ انتقال حرارت، باعث خوردگی^۳ و کاهش عمر دیگ نیز می گردد. همچنین غلظت بالای مواد محلول میتواند لایه ای از فوم را روی سطح آب تشکیل دهد و مقداری از این املاح نیز با بخار همراه گردند^۴ که این اتفاق میتواند منجر به ضربه قوچ^۵، آسیب رساندن به خطوط لوله و تله های بخار گردد.

برای کاهش میزان مواد معلق و محلول در یک بویلر، در بازه های زمانی مشخصی، آب از دیگ تخلیه و آب تغذیه سختی گیری شده جایگزین می گردد. بدین ترتیب مقداری از املاح خارج می شود و با تزریق آب تازه توسط پمپ های تغذیه^۶، میزان غلظت مواد محلول در حد نرمال نگه داشته می شود. در بویلر هایی که از آب تغذیه خالص تری برخوردار هستند، ممکن است میزان بلودان بسیار کم باشد و بالعکس، در مواقعی که آب تغذیه بویلر ناخالصی های فراوانی داشته باشد، طبیعتاً درصد بلودان افزایش خواهد یافت.

بلودان سطحی^۷ و بلودان تحتانی^۸

بعضی از مواد محلول، از آب دیگ سنگین تر هستند و در کف آن ته نشین می شوند. اینها با یک خط تخلیه متصل به کف بویلر (در دیگ های با ظرفیت بالا ممکن است بیشتر از یکی نیز باشد) از آن خارج می شوند که به آن "بلودان تحتانی" میگویند. (تصویر شماره ۱) حالت این مواد کم و بیش به لجن و گل و لای می ماند.

بعضی دیگر از این مواد محلول، از آب دیگ سبکترند و در سطح آب شناور می شوند. این ناخالصی ها از تجهیزات نصب شده در نزدیکی سطح آب دیگ خارج می شوند که به آن "بلودان سطحی" گفته می شود.

محاسبه نرخ بلودان^۱:

در حال حاضر نه تنها در ایران، بلکه در تمام دنیا، بلودان در تعداد زیادی از بویلرها بیش از حد مورد نیاز انجام میشود. تنها بدین خاطر که اپراتورها می خواهند بویلر را از نظر صحت کارکرد در حاشیه ای امن حفظ کنند.

یک روش متداول ابتدایی و نه چندان علمی، این است که شیر دستی بلودان بصورت نیمه باز رها و اجازه داده می شود مقدار نامشخصی آب از دیگ خارج شود. در عوض اینکار روش منطقی تری نیز وجود دارد که عبارتست از مشاهده و بررسی مداوم شرایط آب و تنظیم میزان بلودان طبق آن. با داشتن مقادیر TDS آب تغذیه (F)، TDS مورد نظر برای دیگ (B)، نرخ جرمی آب تغذیه (M) و با استفاده از رابطه (۱) میتوان نرخ بلودان بهینه را محاسبه نمود [۲]:

$$\text{Blowdown rate} = M \times \frac{F}{B - F} \quad (1)$$



معناست که علاوه بر حفظ شرایط نرمال آب دیگ، نرخ بلودان کاهش و به تبع آن به صرفه جوئی های مورد نظر دست یافته‌ایم.

بحث بر روی نتایج

در سیستم دستی اگر میزان بلودان کمتر از حد نیاز انجام شود اتفاقاتی همچون: تشکیل رسوب روی جدار لوله های دیگ - کاهش ضریب انتقال حرارت و افزایش حرارت دودکش و به تبع آن کاهش راندمان دیگ - خوردگی و کاهش عمر دیگ - تشکیل فوم در سطح آب - انتقال رسوبات سطح آب بوسیله بخار که خود موجب اختلال در صحت کارکرد کنترل های سطح، آلودگی نشیمنگاه شیرها، آلودگی کویل مصرف کننده‌ها، انسداد اریفیس^۵ تله های بخار و ... قابل پیش بینی خواهد بود. از طرف دیگر انجام بیش از حد بلودان باعث به هدر رفتن مقدار زیادی آب خام^۶ که پس از طی مراحل فیلتراسیون و سختی گیری به آب تغذیه مناسب تزریق به دیگ تبدیل شده، انرژی دفع شده توسط آب بلودان و همچنین مقدار قابل توجهی از افزودنیهای شیمیایی خواهد شد. در سیستم بلودان دستی از خطاهای احتمالی نیروی انسانی نیز نمیتوان چشم پوشی کرد.

نتیجه گیری

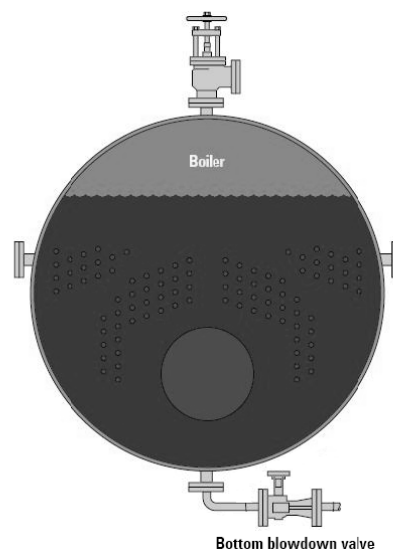
انجام بلودان کمتر یا بیشتر از میزان نرخ بهینه در هر دو حالت با معایب و مشکلاتی همراه خواهد بود و این در حالیست که با آزمایشات و روابط ذکر شده میتوان به نقطه بهینه بلودان که با حداقل تلفات انرژی و هزینه های سر بار همراه است دست یافت. راههای گوناگونی جهت انجام بلودان اتوماتیک وجود دارد که بهترین آنها، روشی است که بتوان با اندازه گیری دقیق میزان TDS بلو دان را به نحوی اجرا نمود که ذرات معلق در مسیر مانع از عبور آب نشوند. در این مقاله علاوه بر ارائه مدلی جهت تعیین دقیق میزان بهینه بلودان و ارائه راههای مختلف اجرایی بلودان موثر، بهترین روش اجرای بلو دان موثر و بهینه بطور کامل نشریح گردیده است.

فهرست علائم

B	TDS آب دیگ (ppm)
F	TDS آب تغذیه (ppm)
M	نرخ مصرف آب تغذیه (kg/hr)

مراجع

- ۱ - آمار تفصیلی صنعت برق ایران - سال ۱۳۸۶
- 2- Donald R. wulfinghoff, Energy efficiency manual, Energy Institute press



شکل ۱ بلودان تحتانی و شیر دستی مربوطه

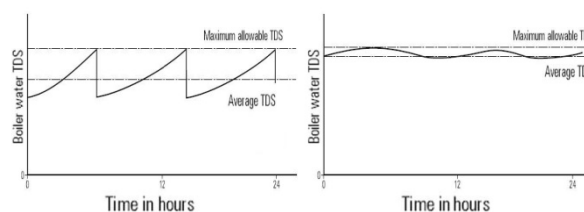
برای اندازه گیری مقدار کل اجسام جامد محلول^۲ در آب بویلر دو روش کلی وجود دارد:

اول - نصب یک سنسور TDS^۲ و استفاده از سیگنال آن جهت مشاهده میزان TDS.

دوم - محاسبه TDS توسط نمونه گیری از آب دیگ که خود با دو روش کلی "سنجش چگالی نسبی"^۳ و "اندازه گیری ضریب هدایت الکتریکی آب"^۴ و قرار دادن هر یک از این مقادیر در روابط مربوطه انجام خواهد شد.

روش های کلی انجام بلودان

بطور کلی دو روش "بلودان دستی" و "بلودان اتوماتیک" جهت انجام عملیات بلودان وجود دارد.



نمودار ۱- الف: بلودان دستی

نمودار ۱- ب: بلودان اتوماتیک

نمودار ۱ نشان دهنده کنترل وضعیت TDS در دیگ در مدت زمان ۲۴ ساعت توسط دو روش بلودان دستی (۱- الف) و بلودان اتوماتیک (۱- ب) است. کاهش فاصله بین مقدار ماکزیمم و متوسط در نمودار (۱- ب) بدین



ارزیابی سیستم هیدرونیك "پمپاژ توزیع دور متغیر"^۱

محمدرضا علیگودرز^۱، سعید کشمیری^۲، نوید نصیری^۳

^۱استادیار، دانشگاه شهید رجایی، maligoodarz@srttu.edu

^۲کارشناس مکانیک سیالات، شرکت مهندسين خوش سوز، sydream74@yahoo.com

^۳کارشناس تأسیسات حرارتی و برودتی، شرکت مهندسی تأمین، navid6850@gmail.com

چکیده

در یک سیستم هیدرونیك^۲، هر عاملی که به نحوی اختلاف دمای طراحی را کاهش و به تبع آن دبی را افزایش دهد، باعث افزایش انرژی مصرفی خواهد شد، که از جمله می‌توان به شیرهای کنترلی سه راهه و یا دو راهه با لوله کنارگذر اشاره نمود. سیستم هیدرونیك پمپاژ توزیع دور متغیر، با کاهش جریان و ثابت نگه داشتن اختلاف دمای هر مدار، کاهش مصرف انرژی و هزینه پمپاژ^۳ را در پی خواهد داشت و به دلیل جدا بودن مدارهای تولید و توزیع، این امکان را می‌دهد که به جای انتخاب تجهیزات مرکزی بر مبنای مجموع پیک بارها^۴، از پیک کلی بار ساختمان^۵ استفاده نمود.

کلمات کلیدی: سیستم هیدرونیك، هزینه پمپاژ، پمپاژ توزیع دور متغیر

مقدمه

سیستم هیدرونیك ایده آل، سیستمی است که در آن از پیچیدگی‌های غیر ضرور پرهیز، کنترل، تعمیر و نگهداری آن ساده و مصرف انرژی آن مطابق با شرایط بار لحظه‌ای باشد. شناخت انواع سیستم‌های هیدرونیك این امکان را به طراحان می‌دهد که به انتخاب بهترین سیستم اقدام کنند.

توجه به سهم عمده مصرف انرژی و هزینه‌های پمپاژ از کل هزینه‌ها [۱] و همچنین پیشرفت علم الکترونیک و امکان کنترل دور موتورهای الکتریکی، امکان مدیریت این هزینه‌ها را فراهم ساخته است. یکی از این گزینه‌ها سیستم پمپاژ توزیع دور متغیر است که در این مقاله به معرفی و بررسی ابعاد و جوانب آن پرداخته خواهد شد.

کلیات

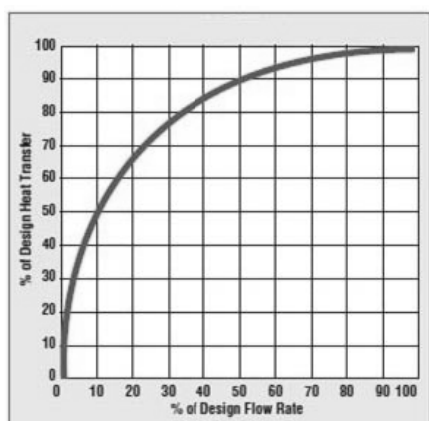
در سیستم‌های هیدرونیك از گرمای محسوس آب استفاده می‌شود. انتقال حرارت از/ به آب تابعی است از مقدار دبی جریان، حرارت مخصوص و مقدار افزایش یا کاهش درجه حرارت آب در هنگام عبور از مبدل [۲].

$$q_w = 4180 Q \Delta t \quad (۱)$$

این مقدار حرارت توسط کویل یا مبدل حرارتی از/ به آب منتقل می‌شود که این نرخ انتقال حرارت از/ به سیال گرم یا سرد شونده، به مساحت سطح انتقال حرارت، متوسط اختلاف درجه حرارت بین سیال سرد و گرم و ضریب کلی انتقال حرارت که تابعی از سرعت و خواص سیال‌ها و هندسه سطوح انتقال حرارت است بستگی دارد و به صورت رابطه (۲) بیان می‌شود.

$$q = U \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad (۲)$$

حال چنانچه در یک کویل با سطح انتقال حرارت مشخص، دبی جریان آب (سیال گرم یا سرد شونده) کاهش یابد، ضریب انتقال حرارت سمت آب مادامی که جریان مغشوش باشد، با توان $0/8$ سرعت کاهش می‌یابد و از آنجایی که سایر مشخصات - از جمله ضریب انتقال حرارت سمت هوا- ثابت هستند ضریب کلی انتقال حرارت کاهش اندکی خواهد داشت لذا تا درصدی از کاهش دبی، کاهش نرخ انتقال حرارت اندک و بعد از آن با کاهش اندک دبی، این نرخ افزایش ناگهانی خواهد داشت. شکل ۱ عملکرد یک کویل نمونه را نشان می‌دهد.



شکل ۱ نمودار عملکرد کویل

سیستم هیدرونیك دبی ثابت^۶

در این سیستم لازم است تا همواره جریان ثابتی که برابر با مجموع پیک بارها است از سیستم عبور داده شود. لذا تجهیزات مرکزی را نیز میبایستی با استفاده از این دبی انتخاب نماییم که این امر باعث بزرگتر انتخاب شدن تجهیزات^۷ مرکزی خواهد شد.

شیرهای کنترلی در این سیستم با کاهش جریان عبوری از کویل، نرخ انتقال حرارت را در شرایط پاره بار^۸ کاهش میدهند. با توجه به اینکه رابطه نرخ انتقال حرارت و دبی آب در یک کویل، رابطه‌ای خطی نیست (شکل ۱) استفاده از شیرهای با منحنی مشخصه درصد مساوی^۹ این امکان را فراهم میسازد که رابطه حرکت ساقه شیر و نرخ انتقال حرارت به صورت خطی تبدیل شود.

منحنی مشخصه شیر کنترل با فرض ثابت بودن افت فشار شیر در حالت تمام باز و تمام بسته بدست می‌آید ولی در عمل با کاهش دبی عبوری از کویل، افت فشار دو طرف شیر افزایش می‌یابد لذا هر چه توانایی شیر^{۱۰} که نسبت افت فشار شیر در حالت کامل باز به کامل بسته است، افزایش یابد



مرکزی به علاوه افت فشار پر افت ترین مسیر است. در سیستم توزیع دور متغیر، دبی حلقه اولیه برابر با دبی پیک کلی بار ساختمان و هد آن برابر با افت فشار مدار تجهیزات مرکزی؛ دبی هر یک از مدارهای ثانویه نیز برابر با پیک بار هر زون و هد آن نیز برابر با افت مدار مربوطه است. قرار دادن مقادیر فوق در رابطه (۳) بصورت جداگانه، توان مصرفی کلی پمپاژ در هر یک از سیستم‌های جریان ثابت و متغیر را خواهد داد.

(۳)

مقایسه ارقام بدست آمده گویای کاهش انرژی مصرفی جهت پمپاژ در سیستم توزیع دور متغیر است. با توجه به قانون تشابه پمپها^۴ توان مصرفی هر پمپ متناسب با توان سوم دبی آن است. بنابراین چنانچه دبی را ۱۰٪ کاهش دهیم، توان مصرفی پمپ به میزان ۲۷٪ کاهش خواهد یافت و همچنین کاهش ۵۰٪ دبی منجر به کاهش ۸۸٪ توان مصرفی خواهد شد.

بحث و نتیجه‌گیری

از معایب سیستم دبی ثابت می‌توان به عدم توانایی تثبیت اختلاف دمای طراحی، اجبار در انتخاب ظرفیت بزرگتر از حد نیاز تجهیزات مرکزی، کاهش راندمان، عدم توانایی کنترل انرژی مصرفی و تطابق آن با شرایط پاره بار و به تبع آن افزایش مصرف انرژی و هزینه‌های راهبری اشاره نمود. در حالی که سیستم‌های دبی متغیر جایگزین، علاوه بر جوابگویی نیازهای ساختمان، تمامی مشکلات فوق را نیز برطرف می‌کنند.

فهرست علائم

A	مساحت (m ²)
H	هد پمپ (m)
LMTD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (°C)
P	توان (Kw)
Q	دبی حجمی (m ³ /hr)
q _w	انتقال حرارت (W)
U	ضریب انتقال حرارت (W/°C.m ²)

علائم یونانی

η راندمان

زیر نویس‌ها

m	موتور
p	پمپ

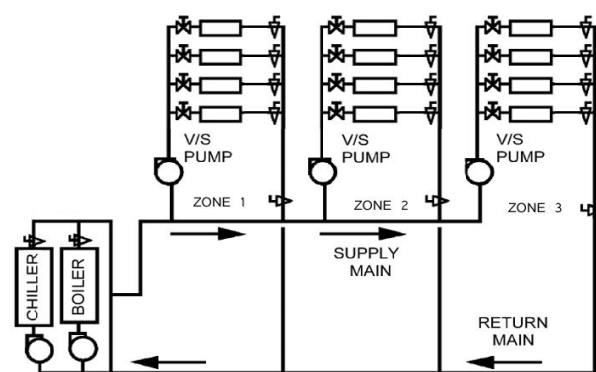
مراجع

- ۱ - نوید نصیری - کنترل دور موتورهای AC - مجله صنعت تأسیسات - بهمن ماه سال ۱۳۸۴ - شماره ۷۴
- 2 - Ashrae Handbook - Air conditioning Systems & Equipment - 2000
- 3 - Donald R. Wulfinhoff, Energy efficiency manual, Energy Institute press - 1999
- 4 - Erwin G. Hansen, "Hydronic System Design and Operation", McGraw-Hill . 1985

انحراف منحنی مشخصه شیر کمتر خواهد بود که این امر مستلزم در نظر گرفتن افت فشار مناسب شیر در حالت تمام باز است که به صورت سر انگشتی برابر با افت فشار کویل است. متأسفانه در اکثر مواقع عدم توجه به موارد ذکر شده، بزرگ انتخاب کردن کویل و بالانس نشدن بای پاس شیر باعث عدم کارایی شیر کنترل شده است. مضاف بر این در اکثر سیستم‌های تمام آبی از شیرهای کنترلی در فن کویلها استفاده نمی‌شود و صرفاً با تغییر دور فن، کنترل صورت می‌گیرد که این امر با توجه به رابطه (۱) باعث کاهش اختلاف دمای سیستم، که در حالت سرمایش باعث کاهش دمای برگشتی به چیلرها شده، لذا چیلرها در اکثر اوقات در حالت پاره بار، که کاهش C.O.P دستگاه را در پی خواهد داشت [۳]، کار می‌کنند.

سیستم هیدرونیک پمپاژ توزیع دور متغیر

در این سیستم آب چیلر / بویلر توسط پمپهای جریان ثابت، جریانی برابر با دبی پیک کلی بار ساختمان در حلقه اولیه^۱ به گردش در می‌آورند و پمپهای توزیع دور متغیر مربوط به هر زون جریان را از حلقه اولیه دریافت و بین مصرف کننده‌ها توزیع می‌کنند [۴] (شکل ۲).



شکل ۲ نمونه سیستم پمپاژ توزیع دور متغیر

با توجه به جهت گیری ساختمان و تفاوت بار در زمان‌های مختلف، پیک کلی بار ساختمان همواره مقداری کوچکتر یا به ندرت مساوی با جمع پیک بار مدارها خواهد بود لذا در این سیستم تجهیزات فرعی و سیستم لوله کشی بر اساس پیک بار هر مدار و تجهیزات مرکزی بر اساس پیک کلی بار ساختمان انتخاب می‌شوند. دبی در حلقه اولیه همواره بزرگتر یا مساوی دبی حلقه ثانویه^۲ است بنابراین در شرایط پاره بار در صورت استفاده از چیلرهای موازی می‌توان پمپ و چیلر مربوط به آن را به صورت پله‌ای از مدار خارج نمود، در این حالت علاوه بر کاهش مصرف انرژی مشکل عبور جریان از چیلر خاموش در سیستم‌های جریان ثابت که باعث افزایش دمای رفت سیستم می‌شود نیز مرتفع خواهد شد. پمپهای توزیع با توجه به بار هر مدار دبی آن را به نحوی تنظیم می‌کند که اختلاف دمای رفت و برگشت سیستم در تمامی حالات - اعم از پاره بار یا تمام بار^۳ - ثابت و برابر با مقدار طراحی باقی بماند.

هزینه پمپاژ

برای محاسبه توان مصرفی پمپاژ، در سیستم جریان ثابت دبی پمپ برابر با مجموع دبی پیک مدارها و هد آن برابر با مجموع افت فشار تجهیزات



کنترل و اتوماسیون



استفاده از مدل منطقه ای در سیستم کنترلی دستگاه کنترل هوشمند موتورخانه

جهت تعیین دقیق محل نصب سنسور داخلی

جواد محمدحسینی^۱، حجت سلماسی^۲، ایرج میرزایی^۲، شهرام خلیل آریا^۴، هوشیار میرزایی^۵

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی ارومیه elevestra@yahoo.com

^۲ شرکت اورمان تجهیز گستر ourmantg.co@gmail.com

^۳ دانشیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی ارومیه

^۴ استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه ارومیه

چکیده

دستگاه‌های کنترل هوشمند در شرایط عادی قادرند در حدود ۴۰ درصد در مصرف سوخت یک واحد ساختمانی صرفه جویی کنند [۱]. بهره‌گیری از سیستم‌های کنترلی پیشرفته حلقه بسته جهت کنترل دمای آب گرم چرخشی و آب گرم مصرفی مربوط به تاسیسات حرارتی و به تبع آن ایجاد شرایط آسایش ساکنین از ویژگیهای مهم سیستم‌های کنترل هوشمند جدید است. در این پژوهش مدل ترمودینامیکی منطقه‌ای^۱ برای تعیین دقیق محل نصب سنسور داخل ساختمان و ارتباط دمای بین محل نصب سنسور و دمای حس شده توسط ساکنین در منطقه اشغال شده در فضای نمونه با ویژگیهای مشخص، مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. نتایج به دست آمده موافقت خوبی با مدل تجربی مدول سنسوری^۲ دارد. کلمات کلیدی: مدل منطقه‌ای، کنترل هوشمند موتورخانه، نصب سنسور

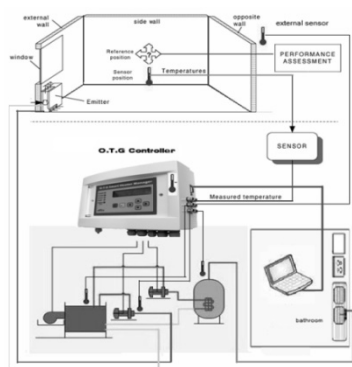
مقدمه

امروزه ضرورت بهینه سازی مصرف انرژی در بخش ساختمان و مربوط به سیستم های حرارت مرکزی به عنوان یکی از پرتعدادترین سیستم های گرمایشی واحدهای ساختمانی، بیش از پیش آشکار شده است. دستگاه کنترل هوشمند O.T.GTM با هدف مدیریت هوشمند دمای داخلی ساختمان و آب گرم مصرفی به منظور ایجاد شرایط آسایش برای ساکنین ساختمان، کاهش مصرف سوخت و کاهش استهلاك تاسیسات حرارت مرکزی طراحی و ساخته شده است. به منظور ایجاد شرایط آسایش برای ساکنین واحدهای ساختمانی لازم است سنسور داخلی ساختمان در مناسب ترین نقطه نصب گردد. در این پژوهش پس از بررسی مدل های مختلف جهت تعیین محل دقیق نصب سنسور داخلی، به تشریح مدل پیشنهادی یعنی مدل ترمودینامیکی- منطقه‌ای پرداخته شده و معادلات حاکم بر آن آورده شده است. این مدل نسبت به تغییرات هندسه فضای داخلی ساختمان و نوع سیستم‌های گرمایشی از انعطاف پذیری زیادی برخوردار است. در پژوهش حاضر، نتایج استفاده از مدل پیشنهادی برای یک فضای نمونه اختیاری استخراج گردیده است.

مشخصات کنترلی سیستم

سیستم کنترلی طراحی شده، از سنسورهای مختلف برای اندازه گیری دمای هوای داخل ساختمان، خارج ساختمان، دمای آب گرم چرخشی، آب گرم مصرفی، آب گرم برگشتی و دمای داخل دستگاه تشکیل شده است. عملکرد بخش های مختلف سیستم کنترلی با استفاده از نرم افزاری که به این منظور طراحی گردیده است^۳ مورد ارزیابی قرار می گیرد. در شکل (۱)

شماتیکی از دستگاه، سنسورهای نصب شده و فضای نمونه مورد بررسی نشان داده شده است [۱ و ۲].



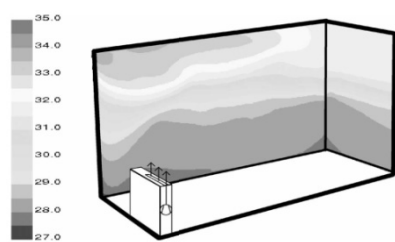
شکل ۱ شماتیکی از دستگاه، سنسورهای تعبیه شده و تجهیزات گرمایشی

تعیین محل نصب سنسور داخلی

از روش های مختلفی جهت تعیین محل نصب سنسور داخلی استفاده می شود که مهمترین آنها مدل دینامیک سیالات محاسباتی و روش مدول سنسوری است. هر کدام از این روشها مزایا و معایبی دارند که در زیر به آنها پرداخته شده است.

مدل دینامیک سیالات محاسباتی^۴

کانتور دما در اتاق مورد مطالعه، با استفاده از مدل دینامیک سیالات محاسباتی در شکل (۲) زیر نشان داده شده است. با توجه به شکل، مشاهد می شود که در یک ارتفاع معین از کف اتاق، دیوار روبروی فن کوپل (opposite wall) از تغییرات دمای کمتر و پایداری بیشتری در مقایسه با دیوار جانبی (side wall) برخوردار است. بنابراین نصب سنسورها در دیوار روبرویی نسبت به دیوار جانبی در اولویت خواهد بود.



شکل ۲ مدل CFD برای تعیین دمای نقاط مختلف فضای نمونه

^۴ Computational Fluid Dynamics Model (CFD)

^۱ Zonal Model

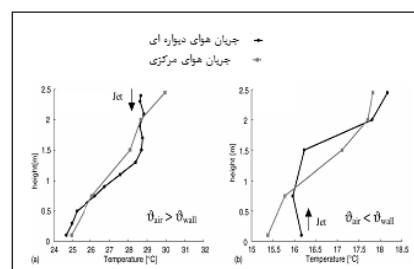
^۲ Sensor Module

^۳ Smart Heater Manager



مدل تجربی مدول سنسوری

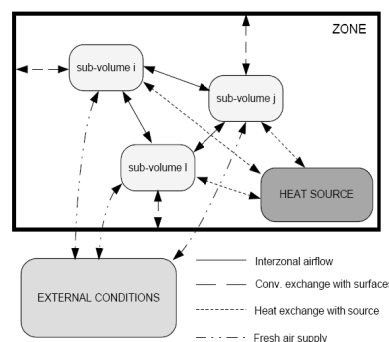
در مدل تجربی حاضر، تعدادی سنسور در دیوار روبروی فن کویل و تعدادی در مرکز فضای اشغال شده در نظر گرفته شده است. دماهای اندازه‌گیری شده توسط سنسورها به ازای ارتفاعات گوناگون در زیر رسم شده است. دایره‌های توپر در نمودارها بیانگر دمای حس شده در دیوار روبرویی با ارتفاعهای مختلف است، و مربعات توپر دمای ثبت شده توسط سنسورها در مرکز اتاق را نشان می‌دهند. دو نمودار مختلف برای دو حالت $v_{air} \geq v_{wall}$ و $v_{air} \leq v_{wall}$ در شکل (۳) رسم شده است. با توجه به محل تلاقی دو نمودار، دمای اندازه‌گیری شده توسط سنسور واقع در دیوار روبرویی و فضای مرکزی در دو نقطه یکی در حدود ۰.۷ و دیگری در نزدیکی‌های ۱.۸ یک مقدار را نشان می‌دهند [۳ و ۴].



شکل ۳ دمای سنسورهای مربوط به دیوار روبرویی و مرکز اتاق در ارتفاعات مختلف

مدل ترمودینامیکی منطقه‌ای

در این مدل فضای نمونه به چند زیرحجم کوچک تقسیم می‌شود و در آنها معادلات بقای جرم و انرژی در فضای حالت حل میگردد.



شکل ۴ خطوط انتقال جرم و انرژی در زیرحجم‌های مشخص شده

قانون اول ترمودینامیک برای تمامی زیرحجم‌ها^۱ با توجه به شکل (۴) به صورت زیر است:

$$m_i c_p \frac{d\vartheta_i}{dt} = \sum_{j=1}^l \dot{m}_{j,i} c_p \vartheta_j - \sum_{j=1}^l \dot{m}_{i,j} c_p \vartheta_i + \sum_{k=1}^m h_{i,k} A_{i,k} (\vartheta_{A,k} - \vartheta_i) + \sum_{r=1}^s \dot{m}_{ext,r,i} c_p \vartheta_{ext,r} - \sum_{r=1}^s \dot{m}_{ext,i,r} c_p \vartheta_i + \sum_{p=1}^q \Phi_p \quad (2)$$

ϑ دما بر حسب درجه سلسیوس، l تعداد زیرحجم‌ها، m تعداد سطوح داخلی، s تعداد منابع تهویه‌ای و q تعداد واحدهای گرمایشی است. با بیان مسئله در فضای حالت داریم:

^۱ Subvolumes

$$\dot{X} = AX + BU, \quad X = [\vartheta_1 : \vartheta_l : \vartheta_l]^T \quad (3)$$

$$Y = DX + EU, \quad U = [\vartheta_{A-1} : \vartheta_{A-k} : \vartheta_{A-m} \vartheta_{ext-1} : \vartheta_{ext-r} : \vartheta_{ext-s}]$$

$$\Phi_1 : \Phi_p : \Phi_a]^T$$

X بردار حالت، U بردار اغتشاش، E, D خروجی‌های سیستم و Φ شار حرارتی است. ماتریس‌های A, B نیز از روابط زیر قابل محاسبه‌اند:

$$A = C^{-1}(A_1 - A_2 - A_3 - A_4)$$

(۴)

$$B = [[C^{-1}B_1][C^{-1}B_2][C^{-1}B_3]]$$

به ترتیب بیانگر ترانزیتانسیته ماتریس جریان هوا، ماتریس قطری مربوط به ترک جریان هوا از زیر حجم i ، ماتریس قطری ضرایب مبادله حرارتی بین زیرحجم i و سطوح در تماس با آن و ماتریس ترک جریان هوا از زیرحجم i به بیرون است. B_4, B_3, B_2, B_1 به ترتیب بیانگر ماتریس ضرایب مبادله حرارتی در سطح، ماتریس ورود هوای تازه به زیرحجم i و ماتریس منابع حرارتی در زیرحجم i هستند. ماتریس C ماتریس قطری متناظر با گرماهایی ویژه در زیرحجم i است. برای توده‌های آزاد خروجی از واحدهای گرمایشی مقدار $m(z)$ در اصل مقاله آورده شده است. عدد بی بعد δ_p میزان نفوذ جت در واحد گرمایشی را نشان می‌دهد که از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\delta_p = 4.5 d_0 A r_0^{-4} \quad (5)$$

که d_0, r_0 پارامترهای هندسی مرتبط با نوع سیستم گرمایشی‌اند. حل معادله در محیط Matlab Simulink انجام شده است. ارتباط بین دما در لایه مرزی و دما در هوای منطقه اشغال شده و دمای جت دیواره‌ای نیز از روابط موجود در مرجع [۳] به دست می‌آید. با حل معادلات در فضای حالت و به دست آوردن نتایج به صورت عددی و مقایسه آن با مدل‌های CFD و مدول تجربی، نقایصی که می‌توانند نماینده محل نصب سنسور در داخل اتاق باشند مشخص گردیده‌اند. موافقت روش مذکور با روش تحلیلی ذکر شده به خوبی مشاهده می‌شود.

نتیجه

استفاده از یک سیستم کنترلی ترمودینامیکی منطقه‌ای به دلیل انعطاف پذیری برای فضاهای نمونه با هندسه‌های گوناگون و دارای واحدهای گرمایشی متنوع به صورت پارامتریک می‌باشد. این روش در واقع یک روش تحلیلی- عددی است که نسبت به تغییرات هندسه اتاق، ویژگی‌های واحدهای گرمایشی و ... از انعطاف پذیری لازم برخوردار است. برای فضای نمونه مورد بررسی مناسب‌ترین محل نصب سنسور ارتفاع ۷/ و ۸/ می‌باشد.

مراجع

- [۱]- جواد محمدحسینی، نادر پورمحمود، هوشیار میرزایی "طراحی و ساخت دستگاه کنترل هوشمند OTG و بررسی عملکرد و تاثیرات آن بر مصرف انرژی سیستم‌های حرارت مرکزی"
- [2]- جواد محمدحسینی، نادر پورمحمود، هوشیار میرزایی "استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و روش تجربی مدول سنسوری در تحلیل عملکرد دستگاه کنترل هوشمند موتورخانه"
- [3]- Riederer p, Couturier S, Marchio D. thermal modeling adapted to the test of HVAC control systems
- [4]- Riederer p, Couturier S, Marchio D. Visier JC. Influence of sensor position in building thermal control : criteria for zone models. Clima 2000, Naples, Italy, 2001



فهرست نویسندگان

چ	الف
چهارطاقی، محمود ۱۳۱	ابراهیم‌پور، عبدالسلام ۶۷
	احمدی کیا، حسین ۷
	احمدی، فرزانه ۹۳
	اخوان بهابادی، محمدعلی ۹، ۱۰۱، ۱۴۷، ۱۴۹
	اسکندری منجیلی، فضل‌الله ۱۲۱
	اسلامی، جابر ۲۵
	افتخاری، شروین ۸۷
	افشار، محمود ۱۱۹
	افشاری، ابراهیم ۱۴۱
	اقتداری، هاشم ۷۷
	ایرانی رهی، ابوالفضل ۲۳
ح	ب
حاجی دولو، ابراهیم ۷۷	بت‌شکن، هادی ۳۱
حجتی، محمد ۷	بریمانی، مهدی ۵۷
حسینعلی‌پور، سید مصطفی ۲۷	بهزادمهر، امین ۴۷
حنفی‌زاده، پدرام ۲۳	
حیدری‌نژاد، قاسم ۸۵	
خ	پ
خانلرخانی، مهرداد ۱۲۵	پاسدارشهری، هادی ۸۵
خراسانی، مهرزاد ۱۵۳	پاکدامن، جواد ۳۳
خراسانی‌زاده، حسین ۳۱، ۵۳	پیرکندی، جاماسب ۱۵، ۱۲۹
خرم، علی ۱۳۳	
خسروشاهی، روح‌الله ۱۰۱	
خلجی اسدی، مرتضی ۱۳۹	
خلیل آریا، شهرام ۱۶۱	
خیاط، محمد ۲۷	
د	ت
دلفانی، شهرام ۸۵	تصدیقی، ایمان ۶۵
	توکلی، محسن ۸۳
ر	ج
رئیزی، مهرداد ۱۴۷	جبار، محسن ۱۷
ربانی، مهران ۳۹	جعفری مرندی، محمدحسین ۹۱
رجائی، داریوش ۳، ۶۱	جعفریان دهکردی، علی ۳۳
رحیمی موگویی، فرزاد ۱۱۳	جلالی وحید، داود ۱۱۱
رستمی زاده، محمد ۱۲۵	جمالی آشتیانی، مسعود ۱۰۱
رسولی، عرفان ۱۴۷	جواهرده، کورش ۸۷
رضوی نسب، سید مهدی ۹	
رکاب طلایی، سارا ۹۱	
رنجبر جورجاده، محمد ۶۳، ۷۱	



س	ع
سالاریان، حسام الدین ۱۳۹	عباسی، عباس ۳، ۶۱
سبزپوشانی، مجید ۵۳، ۵۵	عباسی، مولود ۴۷
سجادی، بهرنگ ۵، ۲۳، ۲۵، ۲۹	عبداللهی، علی ۱۵
سعیدی، محمدحسن ۵، ۲۳، ۲۵، ۲۹	عبدل‌زاده، مرتضی ۴۳
سعیدی، نیلوفر ۲۹	عدالتی، سعید ۱۲۳
سعیدی‌نیا، محمد ۱۴۹	علی‌گودرز، محمدرضا ۱۵۵، ۱۵۷
سلماسی، حجت ۱۶۱	
سلمان‌زاده، مازیار ۵۱	غ
سید جوادین، سید محمدرضا ۱۹	غضنفریان، جعفر ۶۵
ش	ف
شهسوار، امین ۵۱	فتاحی، ابوالفضل ۱۳۳
شیخ‌زاده، قنبرعلی ۳۱، ۹۳، ۱۳۳	فلاح، محسن ۱۱۵
ص	ق
صابونچی، امیررضا ۳۱	قاسمی، مجید ۱۵، ۱۲۹
صادقی لغمجانی، سعید ۱۹	قدمیان، حسین ۱۳۹
صدرعاملی، مجتبی ۱۲۵	قدیری دهکردی، بهزاد ۳۵
صدقی قادی‌کلایی، شهرام ۱۳۷	قزوینی، محمد ۱۴۷
صدیق، سعید ۸۹	قیومی، امیر ۱۰۳
صفاری، حمید ۸۷، ۸۹	
صنایع، سپهر ۱۳۱، ۱۳۷	ک
ض	کاری، بهروزمحمد ۶۷
ضابطیان طرقي، محمد ۲۹	کاظمیان‌فر، مهدی ۱۰۱
ط	کرمی، مریم ۸۵
طالبی‌زاده سردری، پویان ۴۳، ۵۱	کشاوری، علی ۱۲۹
طالش بهرامی، حمیدرضا ۸۷، ۸۹	کشمیری، سعید ۱۵۵، ۱۵۷
طرم‌ماهی، حکیمه ۱۲۳	کعبی‌نژادیان، عبدالرزاق ۵۷
ع	کلانتر، ولی ۳۹، ۴۱
عادلی، ایوب ۹۷	کیایی جمالی، الهام ۲۹
عالم رجبی، علی اکبر ۱۵	
عامری، مهران ۵۱	گ
عباس‌پور جناتی، نیما ۱۹، ۹۱	گودرزی، کوروش ۹۵
	م
	محسنی گرکانی، سعید ۹
	محمدحسنی، جواد ۱۶۱



ن

نبوی، سیدمحمد حسین ۱۱۹
نصراللهی، فرشاد ۴۹، ۱۰۹
نصیری، نوید ۱۵۵، ۱۵۷
نوری، مصطفی ۱۷
نوری، میلاد ۱۲۱
نیازمند، امیررضا ۳۵

و

وحیدی، مسعود ۷۹
وحیدی‌فر، سعید ۷۹
ولی‌پور گیوی، سارا ۹۷

ی

یوسفی، مرتضی ۱۹

محمدی، فریدون ۲۷

معرفت، مهدی ۶۷

مکاری‌زاده، وهاب ۱۷

ملایی برزی، یاسر ۱۴۱

ملک محمدی، داود ۱۱۱

منصوری، سید حسین ۱۲۳

منصوری، شبنم ۱۷

منعم‌زاده، مجید ۵۵

مهدوی‌خواه، مهدی ۷۹

مهرابی، احسان ۱۰۷

مهرابی‌ان، مظفرعلی ۴۳، ۹۳، ۱۰۳

مولائی منش، غلامرضا ۵

میرزایی، ایرج ۱۶۱

میرزایی، هوشیار ۱۶۱

میرزایی ضیاء‌پور، بهروز ۸۳



فهرست نویسندگان (انگلیسی)

A

Ahmadi, G. 73
Akhavan-Behabadi, M.A. 105

D

Daghigh, R. 45
Delfani, S. 81

F

Farmahini Farahani, M. 81

G

Gilkhani, M. 135
Golkarfard, V. 117

H

Haghshenas, S. 143
Heidarinejad, G. 81

J

Jafari, S. 69
Jafarkazemi, F. 135

M

Maerefat, M. 81
Miliauskas, Gintautas 11
Mohebbian, A. 21

N

Najafi, H. 105
Norvaisiene, Kristina 11
Nourmohammadzadeh, M. 69

O

Ommi, F. 143
Ooshaksaraei, P. 45

P

Parishwad, G. 13

R

Rahnama, M. 69

S

Saidi, M.H. 21, 73
Sajadi, B. 21, 73
Salmanzadeh, M. 117
Sinkunas, Stasys 11
Sopian, K. 45