

ارزیابی روش سرمایش تبخیری برای انتقال گرما در کندانسور کولرهای گازی

ابراهیم حاجی‌دولو*

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی دانشگاه شهید چمران

(دریافت مقاله: ۸۳/۱۰/۶ - دریافت نسخه نهایی: ۸۵/۱/۲۹)

چکیده - کاهش مصرف انرژی الکتریکی در سیستم‌های تبرید تراکمی یکی از ضرورت‌های اساسی در طراحی این سیستم‌هاست. هنگام استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع خانگی موسوم به کولر در مناطق بسیار گرم، ضریب عملکرد آنها کاهش یافته و مصرف جریان الکتریکی افزایش می‌یابد. این مشکل سبب شده که برای مناطق بسیار گرم استفاده از روش‌های جدید افزایش انتقال گرما در کندانسور کولرها مورد بررسی و ارزیابی قرار گیرد. در این مقاله ابتدا طرح جدیدی برای استفاده از روش سرمایش تبخیری در کندانسور کولرهای گازی در مناطقی که دارای شرایط آب و هوایی بسیار گرم‌اند ارائه شده و سپس این طرح بر روی کولر پنجره‌ای اجرا و آزمایش شده است. در این طرح دیوارهای پوشالی مجهز به سیستم پاشش آب در طرفین کولر و در مسیر مکش هوای ورودی کندانسور قرار گرفته و سبب خنک شدن هوای عبوری می‌شوند. نتایج تجربی به دست آمده نشان می‌دهد که مشخصات ترمودینامیکی سیستم به طور محسوسی بهبود یافته و توان مصرفی کمپرسور به میزان ۱۵٪ کاهش و ضریب عملکرد سیکل نیز در حدود ۵۵٪ افزایش می‌یابد.

واژگان کلیدی: کولر گازی، سرمایش تبخیری، ضریب عملکرد کولر، تزریق آب، کاهش مصرف انرژی

Evaluation of Evaporative Cooling for Heat Transfer in the Condenser of Window-Air Conditioners

Ebrahim Hajidavalloo

Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran University, Ahwaz, Iran

Abstract: *There is a demand for reduced power consumption in the vapor compression refrigeration cycle. Coefficient of performance of window-air conditioners considerably decreases and power consumption increases under very hot conditions. These problems have encouraged studies aimed at improving the performance of window-air-conditioners by enhancing the heat transfer rate in the condenser. In this article, a new design for application of evaporative cooling in the condenser of*

* - استادیار

window-air conditioners is introduced and experimentally investigated. In this design, two pads equipped with a water injection system are located on both sides of the air-conditioner to cool down the air flow passing over the condenser. The experimental results showed that thermodynamic characteristics of the system considerably improved while power consumption decreased by about 15% and the coefficient of performance increased by about 55%.

Keywords: Window-air conditioner, Evaporative cooling, Coefficient of performance, Water injection, Energy reduction

فهرست علائم

انتالپی	h	T	دما
جریان الکتریکی	I	V	ولتاژ ورودی به کمپرسور
دبی جرمی سیکل	m	v	حجم مخصوص
فشار	P	Wc	کار کمپرسور
ظرفیت تبرید	Qc	X	کیفیت
اثر تبرید	q _c	β	ضریب عملکرد سیکل
انتروپی	s	0.93 = cosφ	ضریب توان کمپرسور

۱- مقدمه

کمپرسور مجبور به کار در نسبت تراکم بیشتری خواهد شد. افزایش نسبت تراکم سبب افزایش مصرف جریان الکتریکی و توان مصرفی کمپرسور خواهد شد که متعاقباً کاهش ضریب عملکرد کولر را به همراه خواهد داشت. لازم به تذکر است که معمولاً ظرفیت تبرید کولرهای گازی و سایر مشخصات ترمودینامیکی و الکتریکی آن بر اساس استاندارد BS2852 در دمای هوای ۴۳°C تعیین می‌شود [۱].

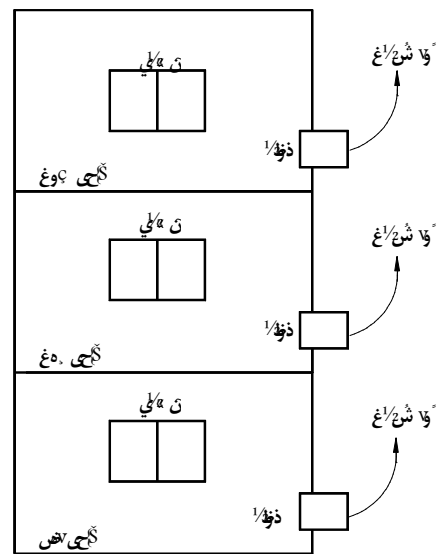
از طرف دیگر کاربرد کولرهای گازی در ساختمانهای چند طبقه با مشکلات متعددی روبرو شده است. زیرا در این ساختمانها، هوای گرم خروجی از کولرهای طبقات پایین به سمت بالا حرکت کرده و سبب ایجاد میدان هوای گرم در اطراف کولرهای طبقات بالا می‌شود، شکل (۱). در نتیجه کندانسور این کولرها به طور موضعی تحت هوای گرم قرار گرفته و ضریب عملکرد آنها کاهش یافته و جریان الکتریکی آنها افزایش می‌یابد. در پاره‌ای از موارد افزایش دما آن قدر زیاد بوده که سیستم کنترل کولر عمل کرده و آن را از کار می‌اندازد.

معمولاً در وسایل تهویه مطبوع خانگی موسوم به کولرهای گازی پنجره‌ای و یا دو تکه، از کندانسور هوایی برای دورریزی گرما به هوای محیط استفاده می‌شود. این کندانسورها در مناطقی که دارای تابستانهای بسیار گرم نباشند (حداکثر حدود ۴۰°C) عملکرد مناسبی را از خود نشان داده و به علت داشتن سایر مزایای دیگر مانند سادگی، کم هزینه بودن و عدم احتیاج به آب الویت بیشتری نسبت به سایر روشهای دیگر دورریزی گرما در کندانسورها پیدا کرده‌اند.

در مناطقی که دارای تابستانهای بسیار گرم و طولانی‌اند (در حدود ۵۰°C) عملکرد کندانسورهای هوایی با مشکلاتی روبرو می‌شود زیرا اختلاف بین دمای هوای محیط و دمای متوسط کندانسور کاهش یافته و مقدار دورریزی گرما توسط کندانسور به محیط نیز کاهش می‌یابد. در این حالت سیستم نقطه کار خود را تغییر داده و دمای کندانسور را افزایش می‌دهد تا اختلاف دما مجدداً افزایش یافته و انتقال گرما بیشتر شود. با افزایش دمای کندانسور فشار مبرد در کندانسور نیز افزایش یافته و در نتیجه

دمای حباب خشک و دمای حباب تر وجود دارد که از این اختلاف طبیعی می‌توان برای کاهش دمای هوای عبوری از کندانسور استفاده کرد. در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب و یا گرم و نیمه‌مرطوب نیز از این روش باز هم می‌توان استفاده کرد زیرا در این گونه مناطق با وجود بالا بودن رطوبت در ساعات اولیه صبح و یا ساعات انتهای روز، در ساعات بعدازظهر که معمولاً بیشترین استفاده از کولر صورت می‌گیرد مقدار رطوبت نسبی هوا پایین می‌آید زیرا در این ساعات دمای هوای محیط بالا رفته و رطوبت‌پذیری آن افزایش می‌یابد که متعاقباً سبب کاهش رطوبت نسبی هوای موجود می‌شود. در نتیجه در این ساعات نیز اختلاف دمای مناسب بین دمای حباب خشک و دمای حباب تر به وجود می‌آید و استفاده از سرمایش تبخیری قابل قبول است.

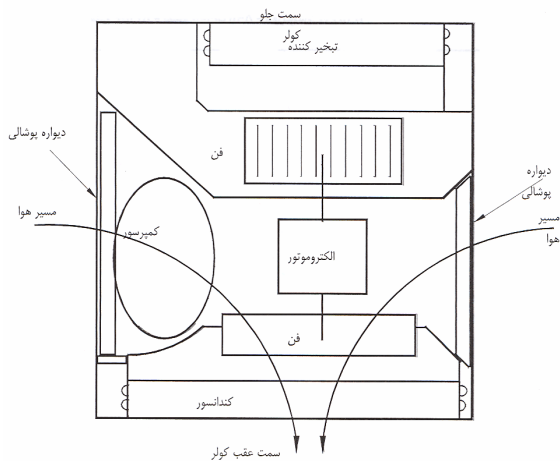
هر چند استفاده از سرمایش تبخیری برای سیستم‌های تبرید با ظرفیت بالا به شکل استفاده از برج خنک‌کن مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته شده و حالت‌های مختلف آن ارزیابی شده است [۳-۶] ولی در مورد استفاده از سرمایش تبخیری برای سیستم‌های کوچک و کولرهای خانگی تحقیقات چندانی صورت نگرفته است. حاجی‌دولو [۷ و ۸] در تحقیقات خود اثرات استفاده از سرمایش تبخیری در کولرهای گازی خانگی را به دو روش مورد بررسی قرار داد. در روش اول تزریق آب به صورت مستقیم بر روی کندانسور صورت گرفته و در روش دوم تزریق آب بر روی دیوار پوشالی به ضخامت ۱ cm صورت گرفت که در فاصله بین فن و کندانسور قرار داده شده بود. نتایج به دست آمده نشان داد که ضریب عملکرد سیستم در هر دو مورد در حدود ۱۰٪ بهبود می‌یابد. گسونی و همکاران [۹] در تحقیقات خود بر روی کولر دو تکه با ظرفیت ۲/۵ تن، از روش سرمایش تبخیری برای سرد کردن هوای عبوری از روی کندانسور استفاده کردند. برای این کار آنها چهار دیوار پوشالی که آب از بالا بر روی آنها پاشیده می‌شود را در اطراف کندانسور تعبیه کردند. هوای محیط ضمن عبور از روی این دیوارها سرد شده و سپس کندانسور را خنک می‌کند. بر پایه



شکل ۱- ساختمان چند طبقه و میدان جریان هوای گرم در اطراف کولرها

ضریب عملکرد کولر تابع دمای محیط بوده و مقدار آن در شرایط بسیار گرم شدیداً کاهش می‌یابد. به طور تقریبی به ازای هر یک درجه سانتیگراد کاهش دمای کندانسور ضریب عملکرد کولر بین ۲ تا ۴ درصد بهبود می‌یابد [۲]. لذا می‌توان انتظار داشت که با افزایش دمای هوا در حدود 10°C ضریب عملکرد کولر در حدود ۴۰٪ کاهش یابد.

برای افزایش ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد کولر لازم است که ظرفیت انتقال و دفع گرما در کندانسور بالا رود. این کار از راه‌های مختلفی قابل انجام است که یکی از ساده‌ترین و عملی‌ترین آنها استفاده از روش سرمایش تبخیری است. در روش سرمایش تبخیری می‌توان دمای هوای گرم محیط را حداکثر به اندازه دمای حباب تر پایین آورد و از این هوا برای سرد کردن کندانسور استفاده کرد. برای فراهم آوردن بستر مناسب برای تماس آب و هوا و در نتیجه انجام فرایند تبخیر احتیاج به آب و دیواره‌های پوشالی است. این روش برای مناطقی که دارای آب و هوای گرم و خشک بوده کاملاً مناسب است زیرا در این مناطق همیشه اختلاف دمای قابل توجهی بین



شکل ۳- موقعیت دیواره‌های پوشالی طرح دیواره پوشالی داخلی از تصویر بالا

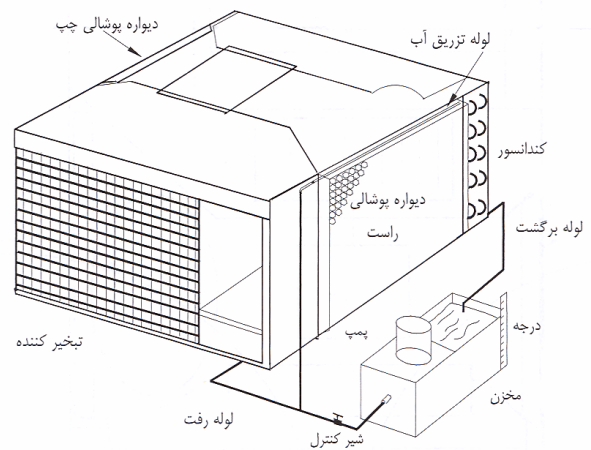
اول که طرح دیواره‌های پوشالی داخلی نام دارد، دیواره‌های پوشالی در درون قاب خارجی کولر جاسازی می‌شوند، شکلهای (۲) و (۳)، و در روش دوم که طرح دیواره‌های پوشالی خارجی نام دارد، دیواره‌های پوشالی در بیرون قاب کولر جاسازی می‌شوند، شکل (۴).

۱-۲- طرح دیواره‌های پوشالی داخلی

در این طرح دیواره‌های پوشالی در داخل قاب کولر جاسازی می‌شوند. مزیت این طرح آن است که می‌توان تمامی هوای مکیده شده را از روی دیواره پوشالی عبور داد. در نتیجه دمای هوا کاهش بیشتری پیدا کرده و دمای کندانسور پایتتر می‌آید. آب جریانی توسط پمپ در روی پوشالها تزریق شده و بعد از سرد کردن هوا وارد مخزن ذخیره آب شده و مجدداً توسط پمپ به گردش در می‌آید.

۲-۲- طرح دیواره‌های پوشالی خارجی

در صورتی که استفاده از طرح دیواره پوشالی داخلی باشد بعضی از کولرها به دلیل نوع چیدمان اجزای کولر مشکل باشد می‌توان از طرح دیواره‌های پوشالی خارجی استفاده کرد. در این طرح دیواره‌های پوشالی بر روی قاب خارجی کولر در مسیر

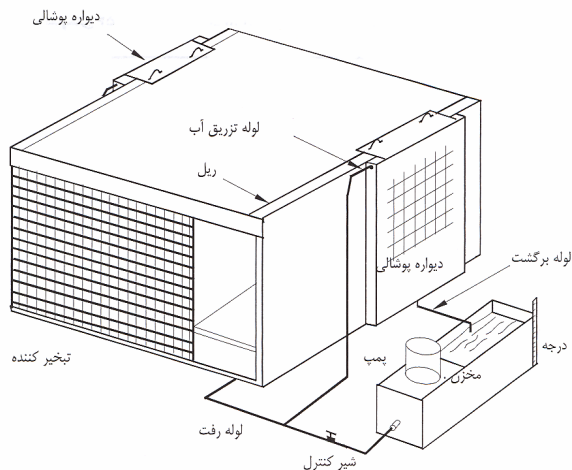


شکل ۲- نحوه استقرار دیواره‌های پوشالی در طرفین کولر در طرح دیواره‌های پوشالی داخلی

نتایج گزارش شده، کاربرد این طرح در دمای هوای محیط در حدود 34°C سبب کاهش مصرف انرژی الکتریکی به مقدار ۲۰٪ شد. در تحقیقات مزبور نتایج مربوط به تغییرات ایجاد شده در مشخصات ترمودینامیکی سیکل در منحنی فشار-انتالپی (P-h) ارائه نشده است و صرفاً جنبه اقتصادی روش مورد ارزیابی قرار گرفته شده است. در این مقاله ابتدا دو طرح جدید برای استفاده از روش سرمایش تبخیری در کولرهای خانگی ارائه شده و سپس این طرحها به صورت عملی در روی کولر مورد آزمایش اجرا شده است. با توجه به نتایج آزمایشات تجربی به دست آمده به ارزیابی ترمودینامیکی سیکل پرداخته شده و میزان تغییرات ایجاد شده در توان کمپرسور، ظرفیت تبرید و ضریب عملکرد کولر مشخص شده است.

۲- طرح سرمایش تبخیری

در این طرح دو دیواره پوشالی در طرفین کولر در مسیر ورود هوای خنک کننده کندانسور نصب شده و آب بر روی آنها پاشیده می‌شود. هوای مکیده شده توسط فن از روی این دیواره‌ها عبور کرده و در اثر فرایند تبخیر سرد شده و سپس از روی کندانسور عبور کرده و آن را خنک می‌کند. برای اجرای این طرح از دو روش می‌توان استفاده کرد. در روش



شکل ۴- نحوه استقرار دیواره‌های پوشالی در طرفین کولر در طرح بیرونی

جدول ۱- مشخصات فنی کولر گازی ایران

مدل: SF ۱۸	مبرد: R ۲۲	جرم: ۸۳۰ گرم	فرکانس: ۵۰ Hz تکفاز	ولتاژ: ۲۳۰	
قدرت Kw	جریان A	دمای خارج °C	دمای داخل °C	ظرفیت BTU/HR	آزمایش
۲/۱۸	۱۱/۱	DB=۴۳ WB=۲۶	DB=۳۲ WB=۲۳	۱۹۰۰۰	وضعیت A
۲/۰۲	۹/۴	DB=۳۵ WB=۲۴	DB=۲۷ WB=۱۹	۱۷۵۰۰	وضعیت B

دیواره پوشالی به عنوان واسطه تبخیر استفاده می‌شود و فاصله کندانسور از دیواره‌ها زیاد است. همچنین امکان رسوب املاح آب بر روی کندانسور از بین می‌رود زیرا کندانسور با آب در تماس مستقیم نیست. در صورتی که آب مصرفی دارای املاح نمکی باشد رسوب حاصله از وجود این املاح بر روی رشته‌های پوشال ایجاد می‌شود که به دلیل ارزانی پوشالها امکان تعویض آنها به راحتی وجود دارد. مهمترین مشکل این طرح افزایش هزینه تمام شده کولر و نیاز به استفاده از آب است.

۳- ساخت و نصب طرحهای پیشنهادی

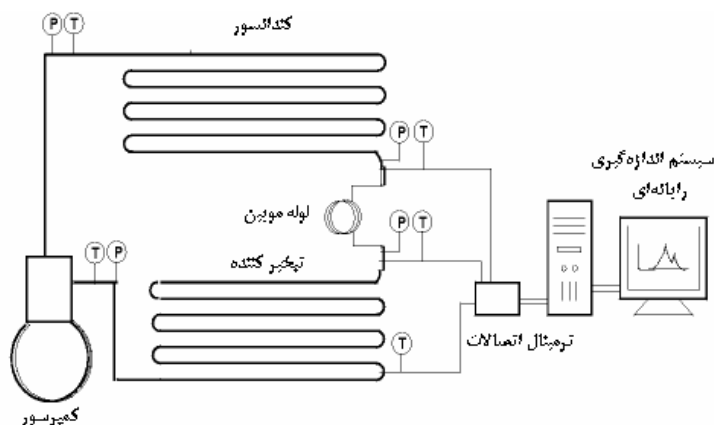
برای اجرای دو طرح از دستگاه کولر گازی با مشخصات فنی زیر ساخت شرکت کولر گازی ایران استفاده شد. مشخصات فنی دستگاه بر طبق استاندارد BS 2852 در جدول (۱) آمده است. محلهایی که در آن دما سنج و فشارسنج برای

دریچه‌های عبور هوا در طرفین کولر نصب می‌شود. شکل (۴) طرح دیواره‌های پوشالی متحرک نصب شده در روی جداره خارجی را نشان می‌دهد.

مزیت این طرح در ساده بودن آن است به طوری که می‌توان بدون انجام هیچ گونه تغییری در اجزای داخلی کولر این سیستم را در قاب خارجی آن نصب کرد. مشکل این طرح در آن است که ممکن است مقداری هوا از شکافها و درزهای موجود در بدنه به داخل فن کشیده شود. در این صورت مقدار کاهش دمای هوا کمتر شده و در نتیجه میزان تاثیر بر روی کندانسور نیز کمتر می‌شود.

۳-۲- مزایا و معایب طرح سرمایه‌ش تبخیری

در این طرح امکان زنگ‌زدگی کندانسور در مقایسه با طرح پاشش مستقیم آب بر روی کندانسور بسیار کم می‌شود زیرا از



شکل ۵- محل قرار گرفتن دماسنجها و فشارسنجها در سیکل تبرید

در حالت معمولی به کار انداخته شده و بعد از حدود ۲۰ دقیقه وقتی که شرایط سیستم به حالت پایدار رسید پارامترهای مختلف ترمودینامیکی آن قرائت شد. سپس اجزای سیستم کندانسور تبخیری که از قبل آماده شده بود بر روی کولر نصب شده و کولر در حالت جدید دوباره به کار انداخته شده و بعد از حدود ۲۰ دقیقه مجدداً پارامترهای مختلف اندازه گیری و ثبت شد. به این ترتیب هر دو آزمایش تقریباً در شرایط محیطی یکسان انجام شده و تفاوت در نتایج آنها بستگی به شرایط محیطی نخواهد داشت.

۴- نتایج آزمایشهای تجربی برای طرح دیواره‌های پوشالی داخلی

آزمایشهای مختلفی بر روی کولر صورت گرفت تا از صحت نتایج به دست آمده اطمینان حاصل شود. جدول (۲) نتایج تجربی یکی از آزمایشهای انجام شده بر روی طرح دیواره پوشالی داخلی را نشان می‌دهد. (آزمایش A)

۴-۱- بررسی نتایج آزمایش

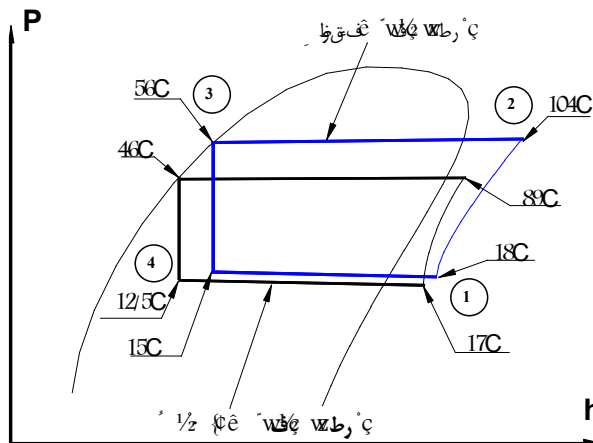
منحنی فشار-انتالپی (P-h) برای آزمایش A در شکل (۶) رسم شده است.

بررسی منحنی P-h نشان می‌دهد که دمای تقطیر سیکل در حدود 10°C کاهش یافته ولی دمای تبخیر در حدود

اندازه‌گیری شرایط مبرد نصب شد در شکل (۵) نشان داده شده است. علاوه بر اندازه‌گیری خواص مبرد، دماهای ورودی و خروجی هوا به اواپراتور و کندانسور نیز اندازه‌گیری شده است. برای اندازه‌گیری دما از ترموکوپل نوع T استفاده شد که به سیستم داده‌گیری رایانه‌ای وصل شده بود. مدل کارت داده‌گیری مورد استفاده از نوع AT-MIO-64E-3 ساخت شرکت National Instrument است. برای برنامه‌نویسی از نرم‌افزار LabView مربوط به همین شرکت استفاده شد. برای تامین آب مورد نیاز پاشش بر روی لوله‌ها احتیاج به مدار سیکل آب است که شامل پمپ تزریق آب، مخزن، شیر تنظیم، لوله‌های تزریق آب و لوله‌های رابط است. برای تعیین مقدار مصرف آب، مخزن آب مدرج شده و تغییرات سطح آن در زمان مشخص توسط کرنومتر ثبت شده و نرخ تبخیر که در حقیقت برابر با نرخ مصرف آب است محاسبه می‌شود. پمپ آب دارای توان 0.16 hp است. لوله تزریق آب به قطر داخلی ۸ میلیمتر بوده که سوراخهایی به قطر 0.6 mm میلیمتر روی آن ایجاد شد. دیواره پوشالی با عرض کم در حدود ۳ سانتیمتر، که چارچوب آن از ورق فلزی تشکیل شده است برای نگهداری پوشالها ساخته شد. اندازه دیواره به نحوی طراحی شد که بتواند در طرفین کولر نصب شود.

۳-۱- نحوه انجام آزمایشها

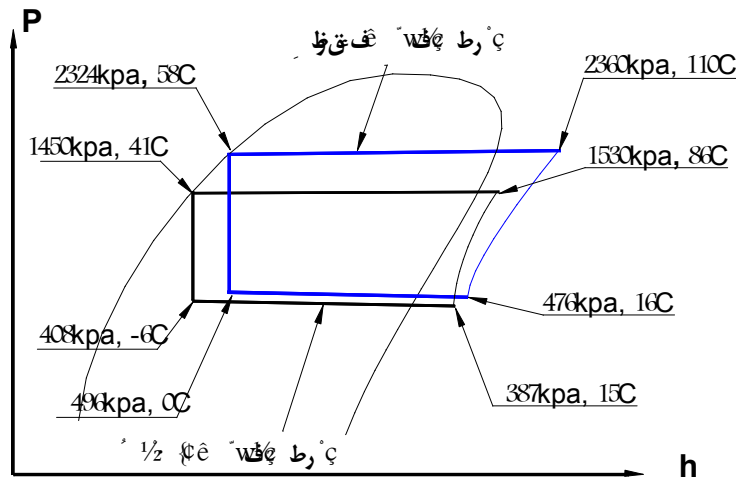
برای انجام آزمایش ابتدا کولر در اتاق مخصوص آزمایش



شکل ۶- مقایسه منحنی فشار-انتالپی برای حالت معمولی و طرح دیواره پوشالی داخلی (آزمایش A)

جدول ۲- داده های آزمایش مربوط به طرح دیواره پوشالی داخلی (آزمایش A)

ردیف	پارامتر	واحد	طرح عادی	طرح دیواره پوشالی
۱	دمای هوای حباب خشک محیط	°C	۴۶/۰	۴۶/۰
۲	دمای هوای حباب تر محیط	°C	۲۵/۵	۲۵/۵
۳	دمای مبرد خروجی از کمپرسور	°C	۱۰۴/۰	۸۹/۰
۴	دمای مبرد خروجی از کندانسور	°C	۵۶/۰	۴۶/۰
۵	دمای مبرد خروجی از لوله موئین	°C	۱۵/۰	۱۲/۵
۶	دمای مبرد خروجی از اواپراتور	°C	۱۹/۸	۲۱/۰
۷	دمای هوای ورودی به کندانسور	°C	۴۵/۰	۳۵/۰
۸	دمای هوای خروجی از کندانسور	°C	۵۹/۰	۴۵/۰
۹	دمای هوای ورودی به اواپراتور	°C	۳۴/۰	۳۴/۵
۱۰	دمای هوای خروجی از اواپراتور	°C	۱۸/۰	۱۷/۰
۱۱	جریان مصرفی کولر آمپر	A	۱۲/۵	۱۰/۵
۱۲	ولتاژ	V	۲۳۰	۲۳۰
۱۳	دبی تبخیر آب	cm ³ /min	-	۱۲۶
۱۴	دبی آب در جریان در پمپ	cm ³ /min	-	۳۶۲۰



شکل ۷- منحنی فشار-انتالی برای حالت معمولی و طرح دیواره پوشالی داخلی (آزمایش B)

۴-۲- بررسی نتایج آزمایش همراه با اندازه‌گیری فشار مبرد برای اطلاع از مقدار فشار و میزان تغییرات آن در سیکل، آزمایش دیگری انجام شد که در آن علاوه بر اندازه‌گیری دما میزان فشار مبرد در سیکل در نقاط مختلف با نصب فشارسنج‌های مخصوص اندازه‌گیری شد. جدول (۳) نتایج تجربی مربوط به آزمایش B را نشان می‌دهد.

بررسی منحنی P-h در شکل (۷) نشان می‌دهد که در اثر استفاده از دیواره پوشالی فشار خروجی از کمپرسور در حدود ۸۵۰ kpa کاهش یافته است (از ۲۳۶۰ kpa به ۱۵۳۰ kpa رسیده) که در حدود ۳۶٪ کاهش را نشان می‌دهد. از طرف دیگر با وجود کاهش چشمگیر فشار تقطیر، فشار اواپراتور کاهش زیادی نداشته است و از ۴۹۶ kpa به ۴۰۸ kpa رسیده است یعنی در حدود ۱۹٪ کاهش را نشان می‌دهد. به عبارت دیگر نسبت فشار کمپرسور که متناسب با جریان الکتریکی مصرفی است در حالت معمولی ۴/۹۵ بوده ولی در حالت استفاده از طرح پوشالی به ۳/۹۵ رسیده است که در حدود ۲۰٪ کاهش را نشان می‌دهد. علت کاهش نسبت فشار پایین آمدن دمای کندانسور و در نتیجه فشار کندانسور است.

بررسی دمای تقطیر سیکل نیز نشان می‌دهد که دمای مبرد از ۵۸°C در حالت معمولی به دمای ۴۱°C در طرح

۲/۵°C پایین آمده است. از طرف دیگر تحول تبخیر در اواپراتور که با شماره ۱-۴ نشان داده شده برای طرح سرمایش تبخیری با دیوار پوشالی دارای طول بیشتری است که نشان دهنده بیشتر بودن اثر تبرید در این طرح است. همچنین با توجه به شکل (۶) معلوم می‌شود که کار تراکم سیکل در هنگام استفاده از سرمایش تبخیری کمتر می‌شود. از طرف دیگر اندازه‌گیری جریان الکتریکی نشان می‌دهد که جریان مصرف شده از ۱۲/۵ آمپر به حدود ۱۰/۵ آمپر کاهش یافته است که در حدود ۱۶٪ کاهش را نشان می‌دهد. میزان دبی آب تبخیر شده در حدود ۱۲۶ cm³/min (۷/۵ لیتر بر ساعت) بوده و دبی آب گردش در حدود ۳۶۲۰ cm³/min (۲۱۷ لیتر بر ساعت) است یعنی در حدود ۳/۵٪ آب در جریان در مدار تبخیر شده و به هوای محیط منتقل می‌شود. دمای هوای خروجی از کندانسور که شاخص بسیار مهمی از وضعیت کندانسور و دمای متوسط آن است در حدود ۱۴ درجه سانتیگراد کاهش یافته و از ۵۹°C به ۴۵°C رسیده است. اما دمای هوای خروجی از اواپراتور تغییر چندانی نداشته است و در حدود ۱۸°C باقی مانده است. دمای هوای ورودی به کندانسور که در طرح کندانسور تبخیری نشان دهنده میزان کاهش دمای هوای محیط توسط دیواره پوشالی است در حدود ۱۰°C کاهش یافته است.

جدول ۳- داده‌های آزمایش مربوط به طرح دیواره پوشالی داخلی (آزمایش B)

ردیف	پارامتر	واحد	طرح عادی	طرح دیواره پوشالی
۱	دمای هوای حباب خشک محیط	°C	۴۳/۵	۴۳/۵
۲	دمای هوای حباب تر محیط	°C	۲۴/۰	۲۴/۰
۳	دمای مبرد خروجی از کمپرسور	°C	۱۱۰/۰	۸۶/۰
۴	دمای مبرد خروجی از کندانسور	°C	۵۸/۰	۴۱/۰
۵	دمای مبرد خروجی از لوله موین	°C	۹/۰	۶/۰
۶	دمای مبرد خروجی از اواپراتور	°C	۱۶/۰	۱۵/۰
۷	دمای هوای خروجی از کندانسور	°C	۵۷/۰	۳۹/۰
۸	دمای هوای ورودی به اواپراتور	°C	۲۵/۰	۲۴/۰
۹	دمای هوای خروجی از اواپراتور	°C	۱۷/۰	۱۵/۵
۱۰	جریان مصرفی کولر آمپر	A	۱۰/۹	۹/۲
۱۱	فشار خروجی کمپرسور	kpa	۲۳۶۰	۱۵۳۰
۱۲	فشار خروجی از کندانسور	kpa	۲۳۲۴	۱۴۵۰
۱۳	فشار خروجی از لوله موین	kpa	۴۹۷	۴۰۸
۱۴	فشار خروجی از اواپراتور	kpa	۴۷۶	۳۸۷
۱۵	دبی تبخیر آب	cm ³ /min	-	۱۲۶
۱۶	دبی آب در جریان در پمپ	cm ³ /min	-	۳۶۲۰

دیواره پوشالی کاهش یافته است. نکته جالب توجه آن است که دمای °C ۵۸ تقریباً برابر با دمای اشباع فریون ۲۲ در فشار ۲۳۲۵kpa بوده و دمای °C ۴۱ نیز تقریباً برابر با دمای اشباع فریون ۲۲ در فشار ۱۵۵۵kpa است که این خود نشان دهنده صحت آزمایشهای انجام شده و دقت قابل قبول نتایج تجربی در تطابق با جداول اشباع ترمودینامیک است. دمای مبرد در خروج از لوله موین در حدود °C ۳ کاهش یافته است. البته باید توجه کرد که به دلیل مقاومت سطح تماس و مقاومت هدایتی مقادیر اندازه‌گیری شده دما در اواپراتور با دمای واقعی اختلاف کمی خواهند داشت که قابل صرف نظر است.

میزان دبی آب تبخیر شده نیز در حدود ۷/۵ لیتر بر ساعت است. دبی آب چرخشی در حدود ۲۱۷ لیتر بر ساعت است. دمای هوای خروجی از کندانسور در حدود °C ۱۸ درجه سانتیگراد کاهش یافته و از °C ۵۷ به °C ۳۹ رسیده است. دمای هوای خروجی از اواپراتور نیز در این حالت کاهش چندانی نداشته است و °C ۱۷ به °C ۱۵/۵ رسیده است. این نشان می‌دهد که کاهش دمای کندانسور تاثیر منفی بر روی عملکرد سردکنندگی سیکل نداشته است.

۵- نتایج آزمایش تجربی برای طرح دیواره‌های

پوشالی خارجی

جدول (۴) نتایج آزمایش تجربی، آزمایش C، برای طرح دیواره‌های پوشالی خارجی را نشان می‌دهد.

مقدار جریان الکتریکی مصرف شده در حالت عادی ۱۰/۹ آمپر بوده که برای طرح دیواره پوشالی به حدود ۹/۲ آمپر کاهش یافته است که در حدود ۱۵٪ کاهش نشان می‌دهد.

مقدار جریان الکتریکی مصرف شده در حالت عادی ۱۰/۹ آمپر بوده که برای طرح دیواره پوشالی به حدود ۹/۲ آمپر کاهش یافته است که در حدود ۱۵٪ کاهش نشان می‌دهد.

جدول ۴- داده‌های آزمایش مربوط به طرح دیواره پوشالی خارجی (آزمایش C)

۱	حالت کندانسور	-	عادی	دیواره پوشالی
۲	دمای هوای حباب خشک محیط	°C	۴۸/۵	۴۸/۰
۳	دمای هوای حباب تر محیط	°C	۲۶/۵	۲۶/۵
۴	دمای هوای حباب خشک اتاق	°C	۲۶/۰	۲۶/۰
۵	دمای هوای حباب تر اتاق	°C	۱۹/۵	۱۸/۸
۶	دمای هوای خروجی از کندانسور	°C	۷۰/۰	۶۰/۰
۷	دمای هوای ورودی به اواپراتور	°C	۲۴/۵	۲۳/۵
۸	دمای هوای خروجی از اواپراتور	°C	۱۵/۰	۱۲/۵
۹	جریان مصرفی کولر	A	۱۲/۰	۱۰/۶
۱۰	دبی تبخیر آب	cm ³ /min	-	۱۰۷
۱۱	دبی آب در جریان در پمپ	cm ³ /min	-	۳۶۲۰
۱۲	دمای آب برگشتی به مخزن	°C	-	۲۵

مقایسه نتایج این آزمایش با طرح دیوار پوشالی داخلی نشان می‌دهد که مقدار کاهش مصرف جریان الکتریکی در این طرح کمتر شده است که علت آن را می‌توان به شرح ذیل تفسیر کرد. در طرح دیواره پوشالی داخلی دیواره‌ها در داخل کولر نصب بوده و لذا تمامی هوای عبوری از کندانسور از روی پوشالهای مرطوب عبور کرده و کاهش دمای بیشتری در هوا صورت می‌گیرد و کندانسور بهتر خنک می‌شود. اما در طرح دیواره پوشالی خارجی چون دیواره پوشالی روی قاب خارجی نصب شده است و بین دیواره خارجی و دیواره‌های داخلی فاصله وجود دارد لذا حالت آب‌بندی کامل وجود نداشته و مقداری از هوای مکیده شده توسط فن از روی دیواره پوشالی مرطوب عبور نمی‌کند. در نتیجه هوا به مقداری که در طرح دیواره داخلی سرد می‌شود، خنک نمی‌شود. برای رفع این مشکل می‌توان از نوارهای لاستیکی برای درزبندی استفاده کرد تا میزان نفوذ و نشت هوا را کاهش داد.

در این آزمایش دیواره‌های پوشالی ساخته شده بر روی قاب خارجی کولر نصب شد. از آنجا که با نصب قاب خارجی بر روی کولر امکان نصب دماسنجها و فشارسنجها بر روی لوله‌های کندانسور و اواپراتور وجود نداشت لذا مشخصات مورد در سیکل تبرید در این آزمایش اندازه‌گیری نگردید و به اندازه‌گیری سایر پارامترها اکتفا شد.

۱-۵- بررسی نتایج آزمایش برای طرح دیواره‌های

پوشالی خارجی

بررسی نتایج آزمایش نشان می‌دهد که میزان آمپر مصرفی از ۱۲ آمپر به حدود ۱۰/۶ آمپر رسیده است که در حدود ۱۱٪ کاهش را نشان می‌دهد. دمای هوای خروجی از کندانسور در حدود ۱۰ °C کاهش نشان می‌دهد و دمای هوای خروجی از اواپراتور در حدود ۲ °C کاهش یافته است. سایر پارامترها تقریباً ثابت بوده و یا تغییرات قابل ملاحظه‌ای نداشته است.

جدول ۵- مشخصات ترمودینامیکی سیکل برای آزمایش در طرح معمولی

$T_1=16/0$	$T_2=110/0$	$T_3=58/0$	$T_4=0/0$	$^{\circ}\text{C}$
$P_1=476$	$P_2=2360$	$P_3=2324$	$P_4=497$	kpa
$h_1=261/9$	$h_2=313/7$	$h_3=119/2$	$h_4=119/2$	kJ/kg
$v_1=0/05632$	$v_2=0/0131$	$v_3=0/009585$	$v_4=0/0176$	m^3/kg
$s_1=0/9731$	$s_2=0/9925$	$s_3=0/4169$	$s_4=0/4480$	kJ/kg $^{\circ}\text{K}$

جدول ۶- مشخصات ترمودینامیکی سیکل برای آزمایش در طرح دیواره پوشالی داخلی

$T_1=15/0$	$T_2=86/0$	$T_3=41/0$	$T_4=-6/0$	$^{\circ}\text{C}$
$P_1=387$	$P_2=1530$	$P_3=1450$	$P_4=408$	kpa
$h_1=262/7$	$h_2=301/7$	$h_3=93/07$	$h_4=93/07$	kJ/kg
$v_1=0/06683$	$v_2=0/01968$	$v_3=0/00888$	$v_4=0/0158$	m^3/kg
$s_1=0/994$	$s_2=0/9958$	$s_3=0/338$	$s_4=0/35416$	kJ/kg $^{\circ}\text{K}$

مصرفی کولر از معادله (۱) محاسبه می‌شود و سپس با استفاده از معادله کار کمپرسور، معادله (۲)، مقدار دبی جرمی مبرد محاسبه می‌شود. با استفاده از دبی جرمی به دست آمده می‌توان ظرفیت تبرید را با استفاده از معادله (۳) محاسبه کرد. مقادیر اثر تبرید و ضریب عملکرد سیکل نیز به ترتیب با استفاده از معادلات (۴) و (۵) محاسبه می‌شوند.

$$W_c = VI \cos \phi \quad (1)$$

$$\dot{m} = \frac{W_c}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

$$Q_c = \dot{m}(h_1 - h_3) \quad (3)$$

$$q_c = (h_1 - h_3) \quad (4)$$

$$\beta = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

مشخصات ترمودینامیکی مبرد در نقاط مختلف سیکل بر اساس داده‌های جدول (۳) به دست می‌آید که برای طرح معمولی در جدول (۵) و برای طرح دیواره پوشالی داخلی در جدول (۶) نشان داده شده است. در این جداول زیرنویس (۱) مربوط به خروجی مبرد از اواپراتور، زیرنویس (۲) مربوط به خروجی مبرد از کمپرسور، زیرنویس (۳) مربوط به خروجی مبرد از کندانسور، و زیرنویس (۴) مربوط به خروجی مبرد از

۶- محاسبات مربوط به مشخصات عملکرد سیکل

با توجه به نتایج به دست آمده در آزمایشهای تجربی مربوط به طرح دیواره پوشالی داخلی می‌توان مشخصات ترمودینامیکی سیکل از جمله ظرفیت تبرید، اثر تبرید و ضریب عملکرد را محاسبه کرد و میزان تاثیرات روش سرمایه‌ش تبخیری را مشخص کرد. این محاسبات برای طرح دیواره پوشالی داخلی انجام می‌شود، جدول (۳)، زیرا در این طرح دما و فشار مبرد در قسمتهای مختلف سیکل اندازه‌گیری شده است و بر اساس آنها می‌توان مشخصات ترمودینامیکی مبرد ۲۲ را در قسمتهای مختلف به طور دقیقتری محاسبه کرد. برای طرح دیواره پوشالی خارجی می‌توان از مقایسه مقدار آمپر مصرفی و دمای هوای کندانسور و اواپراتور میزان کاهش توان مصرفی را مشخص کرد.

برای انجام محاسبات ابتدا مشخصات ترمودینامیکی مبرد در نقاط چهارگانه سیکل با استفاده از داده‌های تجربی به دست آمده و جداول ترمودینامیکی تعیین می‌شوند. سپس با استفاده از روابط ترمودینامیکی مقادیر مربوط به توان کمپرسور، دبی مبرد، ظرفیت تبرید، اثر تبرید و ضریب عملکرد مشخص می‌شود. برای این کار با استفاده از آمپر و ولتاژ به دست آمده ابتدا توان

جدول ۷- نتایج محاسبات مربوط به طرح دیواره پوشالی داخلی

پارامتر	واحد	طرح معمولی	طرح دیواره داخلی	در صد تغییرات
Wc	Watt	۲۴۳۲	۲۰۵۳	-۱۵٪
M	gr/sec	۴۶/۹۶	۵۲/۶۵	+۱۲٪
Qc	Watt	۶۷۰۱	۸۹۳۱	+۳۳٪
q _c	kJ/kg	۱۴۲	۱۶۹	+۱۹٪
β	-	۲/۷۵	۴/۳	+۵۵٪

کولر نیز افزوده می‌شود. محاسبه ضریب عملکرد سیکل که شاخص نهایی ارزیابی سیکل است نشان می‌دهد که مقدار آن تا حدود ۵۵٪ بهبود یافته است. نتایج سایر آزمایشهای انجام شده در دمای محیط بین ۴۰-۵۰ درجه سانتیگراد همگی نشان از کاهش مصرف انرژی الکتریکی و افزایش ظرفیت تبرید سیکل دارد.

نتایج به دست آمده برای سرمایش تبخیری با استفاده از دیواره‌های پوشالی خارجی نشان می‌دهد که میزان کاهش مصرف برق در این روش تا حدود ۱۰٪ است که نسبت به طرح دیواره‌های پوشالی داخلی کمتر است. دلیل این کاهش عدم امکان آب بندی کامل در مسیر هوای مکیده شده است. در صورت انجام پاره‌ای از تغییرات در ساختمان داخلی کولر می‌توان اثرات این طرح را نیز به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش داد که امید است در تحقیقات بعدی به آن پرداخته شود.

تشکر و قدردانی

نویسنده مراتب تشکر خود را از معاونت پژوهشی دانشگاه شهید چمران اهواز برای حمایت مالی از انجام این پروژه اعلام می‌دارد.

لوله موین است. بعد از مشخص شدن شرایط ترمودینامیکی مبرد در نقاط مختلف می‌توان با استفاده از معادلات و روش ارائه شده در قبل پارامترهای مورد نیاز را محاسبه کرد که در جدول (۷) نشان داده شده است. همان طور که در جدول (۷) نشان داده شده است در طرح دیواره پوشالی داخلی مصرف توان کمپرسور ۱۵٪ کمتر شده است. دبی جرمی مبرد در سیکل ۱۲٪، ظرفیت تبرید ۳۳٪، اثر تبرید ۱۹٪ و ضریب عملکرد در حدود ۵۵٪ بهبود یافته است.

۶- نتیجه گیری

بررسی نتایج داده‌های تجربی نشان می‌دهد که با بکارگیری روش سرمایش تبخیری از طریق اجرای طرح دیواره پوشالی داخلی می‌توان در دمای هوای محیط حدود ۵۰°C، تا حدود ۱۵٪ در مصرف انرژی الکتریکی صرفه‌جویی کرد. علی‌رغم کاهش در مصرف جریان الکتریکی، ظرفیت سرمایشی نه تنها کاهش نمی‌یابد بلکه مقدار آن بیشتر نیز می‌شود. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که ظرفیت تبرید تا حدود ۳۳٪ قابل افزایش است. به عبارت دیگر با استفاده از این تکنیک نه تنها در مصرف برق صرفه‌جویی می‌شود بلکه بر قدرت خنک‌کنندگی

مراجع

1. BS 2852: Part 1: "Testing for Rating of Room Air-Conditioners," British Standard Institution, 1982.
2. Cengel, Y. A., and Boles, M. A., *Thermodynamics, An Engineering Approach*, 3rd Ed., pp. 620, McGraw-Hill, Boston, 1998.
3. Dossat, Roy J., *Principal of Refrigeration*, pp. 398, Prentice Hall, New Jersey, 1991.
4. Baloney, P. L., *Refrigeration and Air Conditioning*, pp. 411, Hanna Publishers, Delhi, 1997.

5. Brown, W. K., "Fundamental Concepts Integrating Evaporative Techniques in HVAC systems," *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, Part 1, pp. 1227-1235, 1990.
6. Mekler, G., "Evaporative Cooling: A versatile tool for HVAC design," *Consulting/Specifying Engineer*, pp.90-96, Oct. 1990.
7. حاجی دولو، ا.، "بررسی تاثیر استفاده از کندانسور تبخیری بجای کندانسور هوایی در عملکرد کولرهای خانگی،" نشریه استقلال، دانشگاه صنعتی اصفهان، سال ۲۲، شماره ۲، ص ۱۴۹-۱۵۹، اسفند ۱۳۸۲.
8. حاجی دولو، ا.، "افزایش ضریب کارایی کولرهای گازی برای شرایط آب و هوایی خوزستان،" گزارش پروژه تحقیقاتی به سازمان مدیریت و برنامه ریزی استان خوزستان، ۱۳۸۰.
9. Goswami, D. Y., Mathur, G. D., and Kulkarni, S. M., "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, Nov. 1993.