



مدل سازی دینامیکی سیستم پمپ حرارتی هوا به هوای جریان متغیر مبرد

احسان باقری فهرجی¹، مهدی معرفت^{2*}

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- استاده، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* تهران، صندوق پستی 14115-111، maerefat@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 20 مرداد 1396

پذیرش: 03 آبان 1396

ارائه در سایت: 06 آذر 1396

کلید واژگان:

پمپ حرارتی

مدل دینامیکی

جریان متغیر مبرد

چکیده

در پمپ‌های حرارتی جریان متغیر مبرد تامین بار حرارتی مورد نیاز در شرایط محیطی متفاوت با تغییر دور کمپرسور و بازشدگی شیر انبساطی صورت می‌گیرد و سیستم علاوه بر حالت پایا حالات گذرا را نیز در بسیاری مواقع تجربه می‌کند. لذا مدل سازی دقیق پمپ حرارتی برای بررسی سیستم و ارائه استراتژی عملکرد آن ضروری می‌باشد. در مقاله حاضر مدل سازی دینامیکی پمپ حرارتی جریان متغیر انجام شده است. بدین منظور مدل های حرارتی به صورت متغیر با زمان به روش مرز متحرک اصلاح شده و کمپرسور و شیر انبساطی بدلیل شرایط گذرای حرارتی بسیار سریعتر نسبت به مبدل‌ها، به صورت پایا مدل شده و در نرم افزار متلب کویل شده‌اند. انجام صحت سنجی حاکی از دقت بالای مدل حاضر با خطای 5.3 درصد نسبت به مطالعات انجام شده تا کنون (خطای 10 درصد) می‌باشد. با بررسی تغییر دور کمپرسور و بازشدگی شیر انبساطی توسط مدل حاضر مشخص گردید که شرایط گذرا در زمان اعمال تغییر، بر روی پارامترهای عملکردی سیستم مانند بار حرارتی تولیدی و ضریب عملکرد تاثیر بسزایی داشته (نسبت به حالت پایا) و میزان آن با توجه به نوع و مقدار تغییر متفاوت می‌باشد که در این پژوهش تا 15 درصد می‌باشد. این شرایط می‌بایست در استراتژی عملکرد سیستم لحاظ شود، در غیر این صورت بار حرارتی تولیدی واقعی سیستم و برآورد مدل متفاوت بوده و آسایش حرارتی بر پایه پیش بینی استراتژی عملکرد مختل می‌گردد. لذا نیاز به مدل دینامیکی بمنظور لحاظ نمودن و مدل سازی شرایط پایا و گذرا با دقت مناسب می‌باشد و مدل مقاله حاضر این امر را میسر می‌سازد.

Dynamic Modeling of Air to Air Variable Refrigerant Flow Heat Pump System

Ehsan Bagheri Fahraji, Mehdi Maerefat*

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

* P.O.B. 14115-111, Tehran, Iran, maerefat@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 11 August 2017

Accepted 25 October 2017

Available Online 27 November 2017

Keywords:

Heat pump

Dynamic model

Variable refrigerant flow

ABSTRACT

In variable refrigerant flow (VRF) heat pumps facing variable environmental conditions, the required load is achieved by means of compressor speed and expansion valve opening. Thus, this type of heat pumps is under transient conditions in addition to steady state conditions. Thus a detailed modeling is essential for an appropriate heat pump analysis and strategy. In the present paper, dynamic modeling of a VRF heat pump is conducted. For this purpose, dynamic modeling of heat exchangers is done via modified moving boundary method. Compressor and expansion valve are modeled in steady state as their thermal transient conditions are much faster compared to heat exchangers. Finally components models are coupled in MATLAB software. Validations indicate the present model with 5.3 percent error is more accurate than the previous studies (10 percent error). By investigating of compressor speed and expansion valve opening variations effect by the present model, it is concluded that transient conditions on system performance such as COP and generation are very effective compared to steady state conditions and these effects depend on the type and size of variation and in this article 15 percent difference is achieved. These conditions must be considered in system strategy, otherwise system real generation and model prediction will be different and consequently thermal comfort will be disturbed. Thus an accurate dynamic model is necessary for all steady and transient conditions and the present model can be utilized.

1- مقدمه

کار می‌کنند و اجزای اصلی آن مطابق "شکل 1" شامل کمپرسور، شیر انبساط، دو مبدل حرارتی (کندانسور و اواپراتور) و یک شیر معکوس کننده به منظور تغییر جهت جریان در حالت سرمایش و گرمایش می‌باشد. پمپ‌های حرارتی در معرض شرایط محیطی متغیر می‌باشند و می‌بایست قابلیت تامین بار حرارتی مورد نیاز با توجه به این تغییرات را داشته باشند. متداول ترین راه برای کنترل ظرفیت پمپ‌های حرارتی کوچک، کنترل

تکنولوژی پمپ حرارتی که یکی از روش‌های گرمایش و سرمایش با استفاده از منابع انرژی مانند هوا یا زمین می‌باشد، به صورت گسترده در سراسر جهان مورد استفاده قرار می‌گیرد. قاعده کلی پمپ حرارتی به صورت استخراج گرما از منبع با دمای پایین (چشمه حرارت) و انتقال آن به محیط دما بالا (چاه حرارتی) با انجام کار می‌باشد. پمپ‌های حرارتی بر اساس سیکل تراکم بخار

Please cite this article using:

E. Bagheri Fahraji, M. Maerefat, Dynamic Modeling of Air to Air Variable Refrigerant Flow Heat Pump System, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 397-407, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

- بررسی رفتار سیستم در برابر تغییر شرایط مرزی
 - ارائه استراتژی عملکرد سیستم
- همچنین مدل های ارائه شده برای بررسی انتقال حرارت پمپ حرارتی برحسب نوع روابط به کار گرفته شده به دو دسته تقسیم می شوند.

- مدل سازی پایا؛
- مدل سازی گذرا.

از مدل های پایا برای طراحی اولیه مبدل های حرارتی پمپ حرارتی و تعیین ظرفیت اجزای سیستم استفاده می شود که انتقال حرارت را به صورت پایا در نظر می گیرند. مدل سازی گذرا برای طراحی و مدل سازی دینامیکی پمپ های حرارتی به کار می رود. برای بررسی و برآورد مقدار انرژی مصرفی، نرخ انتقال حرارت مورد تقاضای ساعتی و روزانه و امکان سنجی این سیستم ها نیاز به مدل دینامیکی می باشد. در این گونه مدل سازی از روابط گذرای انتقال حرارت استفاده می شود.

جیمز و همکاران نیز مدل های پمپ حرارتی را به دو نوع مدل پایا که ساده تر می باشد و مدل دینامیکی که جزئی تر بوده و شرایط گذرای سیستم را در نظر می گیرد تقسیم بندی کردند. در حالت پایا پارامترهای ورودی و خروجی نسبت به زمان ثابت می باشد. حالت گذرا برای زمان استارت، خاموشی و یا هنگامی که به حالت پایا خلل وارد شود، قابل کاربرد می باشد که این خلل می تواند به علت تغییرات در شرایط مرزی (مانند دمای محیط، بار حرارتی) یا فیدبک کنترلی باشد و در هر حالت، سیستم از یک حالت تعادل به حالتی دیگر می رود [2].

چئونگ و براون مدل سازی به صورت پایای سیستم جریان متغیر میرد در حالت گرمایش را در شرایط مختلف مرزی بررسی و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کردند. مبدل های حرارتی را با روش ان تی یو³ و شیر انبساطی و کمپرسور را با استفاده از روابط آزمایشگاهی مدل کردند. سپس مدل خود را با آزمایش اعتبارسنجی کردند که دارای خطای در محدوده 10 درصد برای پارامترهای مختلف مانند دور کمپرسور و مصرف برق بود [3]. ژو و همکاران نیز در شبیه سازی پایای سیستم جریان متغیر میرد در نرم افزار انرژی پلاس خطای 10 درصد را گزارش کردند [4].

در مدل سازی سیستم جریان متغیر میرد با توجه به تغییر مداوم شرایط محیطی، سیستم اکثراً در حالت گذرا می باشد و از مدل دینامیکی به منظور شبیه سازی سیستم بمنظور برآورد مصرف انرژی و نرخ انتقال حرارت روزانه و ساعتی و ارائه استراتژی عملکرد سیستم استفاده می شود [5].

پمپ حرارتی دارای چهار جزء اصلی شامل مبدل های حرارتی (اوپراتور و کندانسور)، کمپرسور و شیر انبساطی می باشد. در زمان حالت گذرای سیستم، دبی جرمی میرد تغییر کرده و موجب تغییر توزیع میرد در اجزای مختلف سیستم می شود. از چهار جزء سیستم، شرایط گذرای مبدل های حرارتی از همه کندتر بوده و بیشترین تاثیر را در رفتار گذرای کل سیستم دارد و کمپرسور و شیر انبساطی دارای شرایط گذرای بسیار سریع تر بوده و کمترین اثر را دارند. بنابراین مهم ترین قسمت در مدل سازی دینامیکی سیستم پمپ حرارتی مربوط به مبدل های حرارتی می باشد [2]. مدل سازی دینامیکی مبدل های حرارتی به صورت مدل ورودی - خروجی (حجم کنترلی)، مدل تقاضای محدود و مدل مرز متحرک⁴ می باشد.

در مدل ورودی - خروجی، مبدل حرارتی به صورت حجم کنترلی در نظر گرفته شده و مناطق مختلف به وجود آمده میرد در آن لحاظ نشده و مدل از

به صورت متناوب است که در این روش برای کنترل ظرفیت، کمپرسور روشن و خاموش می شود. در این گونه سیستم ها کاهش ظرفیت 5 تا 30 درصد به دلیل تعدد سیکل های روشن خاموش وجود دارد. یکی از مناسب ترین راه های کنترل ظرفیت پمپ حرارتی که جایگزین روش روشن خاموش شده است، سیستم جریان متغیر میرد¹ می باشد. این سیستم جریان میرد را توسط کمپرسور دور متغیر و شیر انبساطی الکترونیکی تغییر می دهد تا بار حرارتی یا سرمایشی مورد نیاز برای نگاه داشتن دمای اتاق در محدوده تنظیم شده تامین گردد.

در سیستم جریان متغیر میرد معمولاً از کمپرسور دارای کنترل دور² به منظور تنظیم ظرفیت استفاده می شود. ظرفیت سرمایش یا گرمایش تولیدی مبدل حرارتی بیرونی به واسطه تغییر جریان جرمی میرد تنظیم می گردد [1].

استفاده از سیستم جریان متغیر میرد موجب تلفات کمتر سیکلی، کارکرد بهتر در بار جزئی و نیاز کمتر به گرمایش می شود که این عوامل سبب افزایش بازده این گونه سیستم ها می شود. با توجه به مزایای سیستم جریان متغیر، توجه محققان به بررسی این نوع سیستم معطوف شده است. فورسن و کلاسون نشان دادند ضریب عملکرد سیستم از 10 تا 30 درصد برای سیستم دور متغیر نسبت به دور ثابت افزایش دارد [1].

در ارائه استراتژی عملکرد سیستم پمپ های حرارتی در ابتدا می بایست مدل سازی انجام شود، بدین صورت که با استفاده از مدل پمپ حرارتی و کوپل آن با مدل ساختمان اثر شرایط محیطی بر روی سیستم بررسی شده و سپس استراتژی مناسب برای کارکرد سیستم جهت تثبیت دمای اتاق در محدوده تنظیمی و تامین آسایش حرارتی پیشنهاد گردد. نظر به قرار داشتن پمپ حرارتی در معرض شرایط محیطی متغیر و به تبع آن تغییر دور کمپرسور و میزان بازشدگی شیر انبساطی، سیستم شرایط گذرا را در کنار شرایط پایا تجربه نموده و بنابراین در مرحله اول مدل سازی مناسب پمپ حرارتی ضروری می باشد، در غیر این صورت عدم پیش بینی صحیح رفتار سیستم رخ داده و به تبع آن کارکرد نامطلوب را در بر خواهد داشت.

مدل های متعددی برای انتقال حرارت پمپ های حرارتی تا کنون توسعه داده شده اند. هدف از این مدل ها عبارتند از:

- طراحی سیستم پمپ حرارتی و تعیین ظرفیت اجزای آن

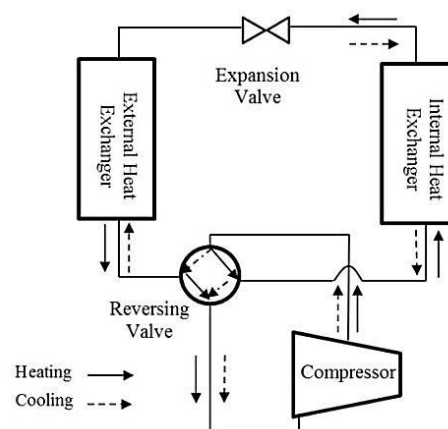


Fig. 1 A schematic view of heat pump operation cycle in cooling and heating mode

شکل 1 شماتیک سیکل کارکرد پمپ حرارتی در حالت سرمایش و گرمایش

³ NTU method

⁴ Moving boundary

¹ Variable refrigerant flow (VRF)

² Inverter

دقت لازم برخوردار نمی‌باشد. از کارهای انجام شده در این زمینه کار صنایع و همکاران می‌باشد که مدل‌سازی دینامیک پمپ حرارتی بر پایه موتورگازسوز در حالت سرمایه‌ش برای زمان استارت را انجام دادند. آن‌ها با توجه به این که تغییر بار موجب تغییر سرعت و دیگر پارامترهای عملکردی سیستم می‌شود و این حالت در زمان روشن خاموش نیز اتفاق می‌افتد و بنابراین کنترل صحیح و بهینه سیستم در زمان حالات گذرا مهم بوده و نیاز به مدل‌سازی دینامیک سیستم دارد، این مدل‌سازی را انجام دادند. از معادلات انرژی به صورت حجم کنترلی برای محاسبه تغییرات دمای اواپراتور و کندانسور با زمان استفاده کردند و برای کمپرسور حالت تراکم آدیاباتیک را در نظر گرفتند. مدل آن‌ها پیش بینی تغییرات زمانی ظرفیت اواپراتور و کندانسور، قدرت مصرفی کمپرسور را در زمان استارت تا رسیدن به حالت پایا را انجام می‌دهد و به این نتیجه رسیدند که 7 درصد کاهش ظرفیت سرمایه‌ش برای زمان سیکل 1000 ثانیه وجود دارد (استارت آپ) و سیستم مورد نظر به حالت پایا در زمان بیش از 5 دقیقه می‌رسد. آن‌ها آزمایشاتی نیز برای اعتبارسنجی مدل خود انجام دادند که به عنوان مثال میانگین خطای مدل‌سازی برای پیش بینی ظرفیت سرمایه‌ش 8 درصد می‌باشد [6].

با توجه به بررسی تحقیقات صورت گرفته تاکنون برای سیستم پمپ جریان متغیر، مدل‌سازی‌های دینامیکی انجام شده دارای دقت لازم نبوده و به تبع آن استفاده از مدل پمپ حرارتی به صورت کوپل با مدل ساختمان برای بررسی سیستم و ارائه استراتژی عملکرد به منظور پیش‌بینی تولید بار حرارتی مورد نیاز دارای خطا بوده و بنابراین آسایش حرارتی دچار اختلال می‌گردد. سیستم پمپ حرارتی در زمان تغییر شرایط مرزی دارای شرایط دینامیکی و متغیر با زمان بوده که موجب تفاوت میزان بار حرارتی تولیدی نسبت به حالت پایا می‌گردد و این تفاوت می‌بایست در استراتژی عملکرد سیستم لحاظ شود. بدین معنی که به هنگام تغییر شرایط محیطی نیاز به تغییر پارامترهای کنترلی پمپ حرارتی (دور کمپرسور و باز شدگی شیر انبساطی) به منظور تامین بار در شرایط جدید می‌باشد، در این هنگام سیستم پمپ حرارتی در شرایط گذرا با زمان قرار می‌گیرد و چنانچه مدل پمپ حرارتی دارای دقت مناسب نباشد پیش بینی میزان بار حرارتی تولیدی دور از واقعیت بوده و استراتژی کنترلی که بر پایه مدل تعریف شده است شرایط آسایش حرارتی را ایجاد نخواهد کرده و دمای اتاق از محدوده تنظیمی خارج می‌گردد. لذا ارائه یک مدل با کمترین خطا و دقت بالا برای بررسی صحیح رفتار سیستم ضروری می‌باشد. در پژوهش حاضر مدل‌سازی سیستم پمپ حرارتی با روش مرز متحرک اصلاح شده انجام گرفته است که نسبت به تحقیقات صورت گرفته تاکنون که اغلب به صورت پایا یا روش مرز متحرک بوده دارای دقت بالاتری (همان‌طور که در قسمت اعتبارسنجی مقاله بیان شده است) می‌باشد. بدین منظور ابتدا مدل‌های حرارتی با روش مرز متحرک اصلاح شده و مدل کمپرسور و شیر انبساطی نیز به صورت پایا مدل شده و پس از آن کوپل مدل اجزا در نرم‌افزار متلب صورت گرفته است. سپس اعتبارسنجی دقت مدل انجام شده است که حاکی از دقت بالای مدل بوده و در نهایت با استفاده از مدل حاضر به منظور بررسی رفتار دینامیکی سیستم، اثر تغییر شرایط مرزی سیستم توسط پارامترهای کنترلی پمپ حرارتی که توسط آن‌ها میزان بار تولیدی سیستم تعیین می‌گردد یعنی دور کمپرسور و میزان بازشدگی شیر انبساطی مطالعه گردیده است. بدین منظور حالت گرمایش سیستم در نظر گرفته شده و دمای اتاق 25 درجه سانتی‌گراد و دمای محیط صفر درجه سانتی‌گراد لحاظ شده اند. مدل‌سازی انجام شده برای هر دو حالت سرمایه‌ش و گرمایش پمپ حرارتی قابل کاربرد می‌باشد و کلیات رفتار سیستم در هر دو حالت مشابه یکدیگر می‌باشد که به منظور جلوگیری از تکرار و طولانی شدن مبحث نتایج حالت گرمایش آورده شده است. تفاوت میزان بار حرارتی تولیدی توسط پمپ حرارتی در شرایط گذرا در مقایسه با حالت پایا بیانگر اهمیت لحاظ نمودن دینامیک سیستم هنگام تغییر بار می‌باشد.

2- مدل‌سازی سیستم پمپ حرارتی

در این قسمت مدل‌سازی هر یک از اجزای سیستم پمپ حرارتی و محاسبات مربوطه و سپس کوپل اجزا به یکدیگر و روش حل توضیح داده می‌شود. پمپ حرارتی شامل چهار جزء اصلی کمپرسور، شیر انبساطی، اواپراتور و کندانسور می‌باشد که کمپرسور و شیر انبساطی در مقایسه با اواپراتور و کندانسور دارای شرایط گذرای حرارتی بسیار سریع‌تر بوده و به همین دلیل به صورت پایا مدل می‌شوند و تمرکز کار بر روی مدل‌سازی دینامیکی اواپراتور و کندانسور خواهد

در مدل تفاضل محدود معادلات بقای جرم و انرژی برای حجم‌های کنترلی کوچک به صورت روش تفاضل محدود حل می‌شوند که این مدل علی‌رغم دقت مناسب سرعت حل پایینی دارد. بنداپودی و همکاران مقایسه بین دو روش تفاضل محدود و مرز متحرک در حالتی خاص برای مبدل‌های حرارتی چیلر به صورت مجزا از سیستم را انجام داده و به این نتیجه رسیدند که مدل تفاضل محدود دارای دقت و پایداری بیشتری بوده ولی مدل مرز متحرک دارای سرعت بیشتری می‌باشد [7].

در مدل مرز متحرک برای حل معادلات جرم و انرژی مرز متغیر با زمان بین مناطق مختلف حالت سیال در نظر گرفته می‌شود و برای هر منطقه سیال یک حجم کنترل لحاظ می‌شود که با توجه به شرایط مرزی متفاوت منطقه‌ای ممکن است ناپدید شده یا به وجود آید و نسبت به مدل تفاضل محدود ساده تر بوده و سرعت آن نیز بیشتر می‌باشد [8].

شائو و همکاران مدل‌سازی دینامیکی سیستم خنک کننده هوا در حالت پایا و ایجاد پالس را با روش مرز متحرک انجام دادند. آن‌ها رفتار سیستم را برای شرایط دینامیکی در حالت سرمایه‌ش بررسی کردند و برای اعتبارسنجی مدل خود از آزمایش استفاده کردند. میزان سوپرهیت حاصل از آزمایش و مدل برای تغییرات پله‌ای دور کمپرسور دارای خطای متوسط تقریباً 10 درصد می‌باشد [9]. مکنلی و آلین نیز استفاده از روش مرز متحرک برای مدل‌سازی مبدل حرارتی مجزای از سیستم در برابر تغییر پله ای بار سرمایه‌ش را بررسی و اذعان نمودند که نتایج آن‌ها در مقایسه با حالت پایا از دقت قابل قبولی برخوردار است [10].

مرور مدل‌سازی‌های انجام شده تاکنون نشان می‌دهد تحقیقات صورت گرفته برای پمپ‌های جریان متغیر اکثراً به صورت پایا بوده است که به دلیل عدم لحاظ نمودن شرایط گذرای متعدد، برای طراحی و سایزینگ سیستم مناسب می‌باشد. مدل‌سازی‌های دینامیک انجام شده به روش ورودی-خروجی و مرز متحرک نیز به علت عدم دقت مدل به دلیل ساده‌سازی‌های بیش از حد دارای خطای حداقل 10 درصد بوده است. در سیستم جریان متغیر دور کمپرسور و میزان بازشدگی شیر انبساطی باید بدرستی کنترل شوند در غیر این صورت ممکن است سیستم حتی از سیستم‌های دور ثابت ضعیف‌تر عمل کند. بنابراین به منظور طراحی استراتژی مناسب کارکرد نیاز به مدل مناسب پمپ حرارتی بوده تا با استفاده از آن پیش‌بینی دقیق رفتار

بود.

متعاقبا توضیح داده خواهد شد:

- تعداد حالات ممکن مناطق برای کندانسور و اوپراتور
- در نظر گرفتن گرادیان دما برای سیال ثانویه با عبور از هر منطقه
- مبدل حرارتی به منظور دقت بالاتر
- استفاده از روش میانگین دمای لگاریتمی در معادلات تکمیلی بمنظور دقت بالاتر

در این مقاله تمامی حالات ممکن مناطق برای کندانسور پنج و برای اوپراتور سه حالت در نظر گرفته شده است که در کارهای انجام شده قبل برخی از این حالات مورد نظر گرفته شده‌اند. "شکل 2" حالات در نظر گرفته شده برای کندانسور را نشان می‌دهد. معادلات فوق برای هر منطقه می‌بایست ساده‌سازی شوند که در ادامه توضیح داده خواهد شد.

با توجه به ثابت بودن فشار برای هر منطقه یک مشخصه سیال علاوه بر فشار تعریف می‌شود. در این مقاله برای منطقه فوق گرم و مادون سرد مشخصه آنتالپی و برای منطقه دوفاز مشخصه متوسط کسر بخار برای کندانسور و اوپراتور در نظر گرفته شده‌اند. برای منطقه دوفاز از رابطه متوسط کسر بخار هموزن مطابق معادله (5) استفاده شده‌است [13].

$$\bar{y} = \frac{1}{x_{out} - x_{in}} \left[\frac{a}{(a-1)^2} \ln \left(\frac{x_1(a-1) - a}{x_0(a-1) - a} \right) + \frac{x_{out} - x_{in}}{1-a} \right], a = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (5)$$

در معادله (5) \bar{y} متوسط کسر بخار، x کیفیت بخار و اندیس g و l مربوط به بخار و مایع اشباع می‌باشد. به‌عنوان مثال در "شکل 3" حالت سه منطقه‌ای کندانسور نمایش داده شده است. برای هر حجم کنترل پارامترهای مورد نیاز سیال به صورت یکپارچه در نظر گرفته می‌شود و بدین منظور از معادلات حاکم در طول هر منطقه با استفاده از قاعده لاینیتز مطابق معادله (6) انتگرال گیری می‌شود.

$$\int_{\beta_1(t)}^{\beta_2(t)} \frac{\partial f(t, x)}{\partial t} dx = \frac{d}{dt} \int_{\beta_1(t)}^{\beta_2(t)} f(t, x) dx + f(t, \beta_1(t)) \frac{d\beta_1(t)}{dt} - f(t, \beta_2(t)) \frac{d\beta_2(t)}{dt} \quad (6)$$

با انجام انتگرال گیری فوق معادلات دیفرانسیل جزئی به معادلات

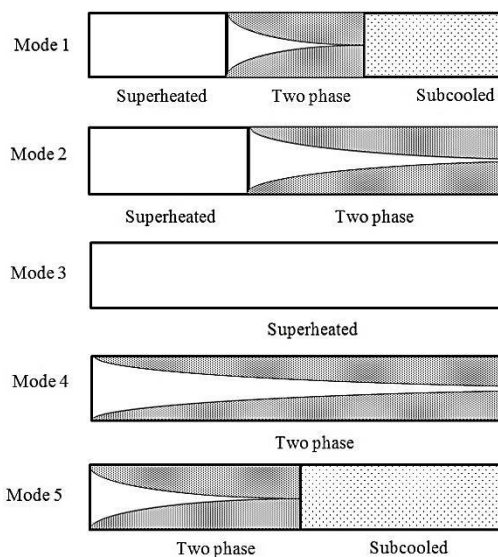


Fig. 2 Condenser modes

شکل 2 حالات ایجاد شده در کندانسور

1-2- مدل سازی مبدل های حرارتی

در این مقاله مبدل های حرارتی به صورت جریان همسو در نظر گرفته شده و برای مدل سازی از روش مرز متحرک تصحیح شده استفاده می‌شود که در ادامه توضیح داده خواهد شد. در مدل مرز متحرک از معادلات بقای جرم، مومنوم و انرژی میرد و دیواره و سیال ثانویه در مبدل های حرارتی استفاده می‌شود. این معادلات به صورت کوپل، غیرخطی و دیفرانسیل جزئی می‌باشند. معادلات مذکور بسیار پیچیده برای حل می‌باشند. بنابراین برای به دست آوردن معادلات مناسب برای حل عددی نیاز به اعمال فرضیات ذیل می‌باشد:

- جریان میرد به دلیل مقیاس طولی بسیار بزرگتر لوله نسبت به قطر آن به صورت یک بعدی در نظر گرفته شده است.
- از رسانش محوری با توجه به عدد پکلت بالا صرف نظر شده است.
- جریان میرد به صورت قابل تراکم و غیرپایا می‌باشد.
- از مقاومت حرارتی دیواره لوله‌ها به دلیل ضخامت کم و ضریب رسانش بالا صرف نظر شده ولی ظرفیت حرارتی آن‌ها لحاظ شده‌است.
- از افت فشار در طول مبدل‌ها صرف نظر شده است. ژانگ و همکاران اثر به کارگیری معادلات مومنوم را به همراه معادلات بقای جرم و انرژی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که برای شبیه سازی کل سیستم از آنجایی که دینامیک فشار بسیار سریع و اثر آن روی تبدلات انرژی بسیار ناچیز است، در نظر گرفته نمی‌شود و می‌توان از مدل بدون افت فشار استفاده کرد. بنابراین در مدل سازی پمپ حرارتی جریان متغیر، فشار مبدل فقط تابعی از زمان لحاظ می‌گردد و از معادلات مومنوم صرف نظر می‌شود [11].

با در نظر گرفتن جریان یک بعدی، دینامیک سیستم نیز لحاظ خواهد شد و سرعت به صورت کمیت اسکالر ظاهر می‌شود. بنابراین متغیرهای وابسته چگالی، سرعت و انرژی خواهد بود. با انجام ساده سازی و اعمال مفروضات معادلات حاکم جرم و انرژی میرد، معادله انرژی دیواره و سیال ثانویه به ترتیب به صورت معادلات (1) تا (4) خواهد بود [12].

$$\frac{\partial \rho A_{CS}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho u h}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\alpha_f p_r}{A_{CS}} (T_r - T_w) = 0 \quad (2)$$

$$(\rho A_{CS})_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_r p_r (T_r - T_w) + \alpha_f p_f (T_f - T_w) \quad (3)$$

$$(\rho A_{CS})_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\dot{m}_C)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \alpha_f p_f (T_w - T_r) \quad (4)$$

در معادلات (1) تا (4) A_{CS} سطح مقطع عبور میرد، x راستای حرکت میرد، \dot{m} دبی جرمی میرد، h آنتالپی میرد، u سرعت میرد، P فشار میرد، α_f و α_r به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی میرد- دیواره و دیواره- سیال ثانویه (هوا)، T دما، p محیط، اندیس r برای میرد و اندیس f برای سیال ثانویه می‌باشد. در روش مرز متحرک برای حل معادلات (1) تا (4) مرز متغیر با زمان بین مناطق مختلف حالت سیال در نظر گرفته شده و برای هر منطقه سیال یک حجم کنترل لحاظ می‌شود و معادلات برای آن منطقه حل می‌شود و با توجه به تغییر شرایط مرزی و محیطی، منطقه‌ای ممکن است ناپدید شده یا به وجود آید. در مدل مرز متحرک تصحیح شده که در این مقاله ارائه شده همانند روش مرز متحرک برای هر منطقه موجود در مبدل حرارتی معادلات حاکم جرم و انرژی حل می‌شوند ولی تفاوت آن با روش مرز متحرک انجام شده تا کنون توسط سایر محققان در موارد ذیل می‌باشد که هر مورد

دیواره و سیال ثانویه و معادلات تکمیلی بوده که به صورت دسته معادلات N معادله و N مجهول می باشند و مقادیر مشتق متغیرهای دینامیکی با استفاده از معادلات حاکم بدست می آید. در "شکل 5" روند حل معادلات برای مبذل حرارتی در هر گام زمانی نمایش داده شده است، بدین صورت که شرایط مرزی در هر گام زمانی برای مبذل های حرارتی شامل دبی ورودی و خروجی و آنتالپی ورودی میرد، دبی سیال ثانویه (هوا) و دمای ورودی سیال ثانویه بوده و از مدل سایر اجزای پمپ شامل کمپرسور و شیر انبساطی حاصل می شود. با توجه به شرایط مرزی، معادلات حاکم حل شده و مقادیر مشتق مشخصه های دینامیکی بدست می آید و با استفاده از اطلاعات به دست آمده از گام زمانی قبلی انتگرال گیری به روش پیشرو در زمان انجام شده و مقادیر مشتق معادلات دینامیکی در گام زمانی مذکور حاصل می شود. خروجی مورد نیاز از مدل، آنتالپی خروجی و فشار است که بعنوان شرط مرزی در مدل کمپرسور و شیر انبساطی استفاده می شود.

2-2- مدل سازی کمپرسور

بسیاری از سیستم های پمپ حرارتی توسط کمپرسورهای جابجایی مثبت رانده می شوند و مطالعات متعددی پیرامون دینامیک کمپرسورها صورت گرفته است، ولی از آنجایی که شرایط گذرای حرارتی کمپرسورها با مقیاس زمانی بسیار سریع تر از مبذل های حرارتی می باشد، زمانی که مجموعه کل سیستم در نظر گرفته می شود، کمپرسور به صورت پایا با معادلات (9) تا (16) در نظر گرفته می شود [15].

$$e_v = 1.053 - 0.028 \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) \tag{9}$$

$$e_s = 1.2328 - 1.802 \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) + 0.0147 \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^2 \tag{10}$$

$$\rho_{in} = \rho(P_{in}, h_{in}) \tag{11}$$

$$\dot{m}_r = \frac{e_v \rho_{in} V_{comp} N_{comp}}{60} \tag{12}$$

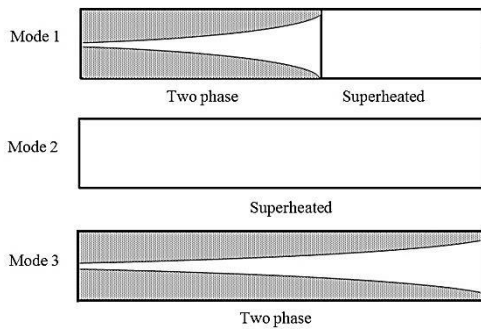


Fig. 4 Evaporator modes

شکل 4 حالات ایجاد شده در اواپراتور

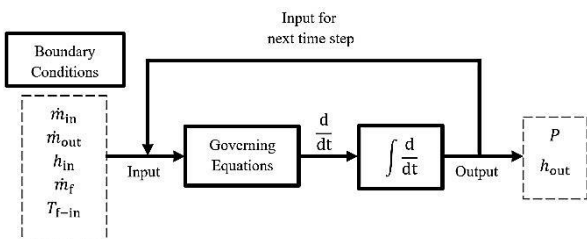


Fig. 5 Heat exchanger solution algorithm

شکل 5 الگوریتم حل معادلات مبذل حرارتی

دیفرانسیل معمولی تبدیل خواهد شد که برای حل عددی مناسب تر خواهد بود. در حالت سه منطقه ای کندانسور تعداد 9 متغیر دینامیکی شامل 4 متغیر مربوط به مشخصه میرد، 3 متغیر دمای دیواره و 2 متغیر مربوط به مرزهای متحرک می باشد. با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی برای میرد و دیواره برای سه منطقه "شکل 3" و حذف دبی های جرمی میانی 7 معادله مطابق پیوست 1 به دست خواهد آمد. همان طور که مشخص است تعداد معادلات 7 می باشد، در حالی که تعداد متغیرهای دینامیکی 9 می باشد و بنابراین نیاز به معادلات تکمیلی می باشد. همچنین آنتالپی خروجی نیز در معادلات ظاهر شده است که نیاز به یک معادله اضافی برای آن نیز می باشد که در پیوست 1 آمده است.

در مطالعات انجام شده تاکنون دمای هوای ورودی به همه مناطق برابر با دمای ورودی اولیه در نظر گرفته شده است، در حالی که دمای هوا با عبور از هر منطقه افزایش یا کاهش خواهد داشت (با توجه به کندانسور یا اواپراتور بودن مبذل) و بنابراین نتایج دارای خطا خواهد بود. در مقاله حاضر مطابق "شکل 3" تغییر دمای هوا در طول مبذل در نظر گرفته شده و برای هر ناحیه متوسط دمای هوای ورودی و خروجی به آن لحاظ شده است. معادله (7) مربوط به انرژی سیال ثانویه (هوا) می باشد.

$$(c_p \rho A)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} - (c_p \rho A u)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + \alpha_f p (T_w - T_f) = 0 \tag{7}$$

با توجه به کوچک بودن جرم و گرمای ویژه هوا نسبت به دیواره و میرد می توان از ترم ذخیره انرژی در معادله (7) صرف نظر کرده و برای هر گام زمانی می توان از رابطه (8) برای به دست آوردن دمای هوای خروجی استفاده نمود [14].

$$\frac{T_{w,i} - T_{f,out,i}}{T_{w,i} - T_{fin,i}} = \exp\left(-\frac{p l_i}{(\dot{m} c_p)_f} \alpha_f\right) \tag{8}$$

در رابطه (8) دمای دیواره در طول منطقه، $T_{fin,i}$ و $T_{f,out,i}$ دمای هوای ورودی و خروجی از منطقه و روند حل و l_i طول منطقه می باشد. معادلات سایر حالات نیز همانند حالت سه منطقه ای صورت می گیرد که به منظور جلوگیری از طولانی شدن مبحث آورده نشده است. تعداد حالات ممکن برای اواپراتور نیز مطابق "شکل 4" سه حالت در نظر گرفته شده است و به شرایط تغییر حالت در پیوست 1 اشاره شده است.

1-1-2- الگوریتم حل معادلات مبذل های حرارتی

همان طور که در قسمت 1-2 توضیح داده شد متغیرهای دینامیکی مبذل های حرارتی شامل مشخصه های میرد، دمای دیواره ها و طول بی بعد مناطق می باشد و معادلات حاکم شامل معادله جرم و انرژی میرد، معادله انرژی

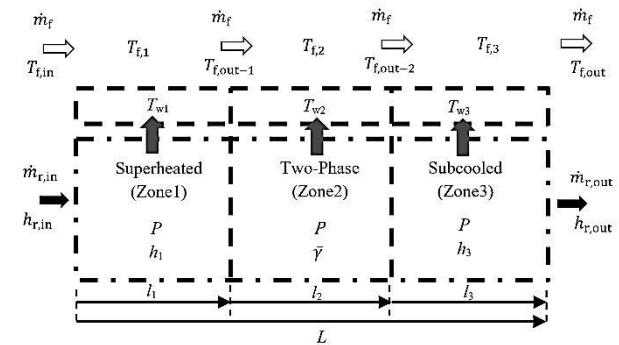


Fig. 3 Moving boundary model for condenser (3-zone mode)

شکل 3 مدل مرز متحرک برای کندانسور (حالت سه منطقه ای)

3- الگوریتم حل مدل سیستم پمپ حرارتی

روند حل معادلات کوپل شده مدل پمپ حرارتی در شکل 7 نشان داده شده است. در ابتدا مشخصات هندسی و ابعادی سیستم لحاظ می شود، سپس بمنظور شروع حل می بایست شرایط اولیه در نظر گرفته شوند که برای برخی از آن ها باید مقدار مشخص و معلوم لحاظ گردد که شامل:

- دبی جرمی میرد
 - فشار کندانسور و اوپراتور
 - دمای ورودی، فشار و دبی جرمی سیال های ثانویه
- می باشد و برخی به صورت حدس اولیه بوده و مقدار دقیق آن ها با سعی و خطا مشخص می گردد که شامل موارد ذیل می باشد:

- آنتالپی میرد در ورودی کندانسور
- دور کمپرسور
- بازشدگی شیر انبساطی

به منظور به دست آوردن مقدار دقیق شرایط اولیه حدسی معادلات حاکم به صورت پایا حل می شوند. برای این کار معادلات حاکم جرم و انرژی (1) تا (4) برای مبدل های حرارتی بدون ترم زمانی لحاظ می شوند. در هر مرحله از حل معادلات پایا تغییر دور کمپرسور و میزان بازشدگی شیر انبساطی انجام می گیرد تا سرانجام همگرایی آنتالپی ورودی کندانسور حاصل شده و بنابراین کلیه شرایط اولیه به صورت دقیق مشخص شوند. پس از آن سیستم حل وارد مدل دینامیکی پمپ حرارتی می شود (روش حل مطابق شکل 6) و در هر گام زمانی با توجه به شرایط مرزی جدید مانند دور کمپرسور یا بازشدگی شیر انبساطی، معادلات اجزای پمپ حرارتی حل می شوند و مشخصه های دینامیکی مورد نیاز بدست می آیند.

کدنویسی معادلات مدل اجزای سیستم پمپ حرارتی و کوپل آن ها با یکدیگر در نرم افزار متلب¹ صورت گرفته است. مشخصه های مورد نیاز برای میرد و سیال ثانویه مانند چگالی در هر گام زمانی از جداول ساخته شده برداشت می شود که اطلاعات این جداول از نرم افزار رف پراپ² به دست آمده است. مشتقات مشخصه ها مانند $\partial\rho/\partial h$ نیز با استفاده از اطلاعات موجود مشخصه در یک نقطه با روش مشتق میانی لحاظ شده است.

4- نتایج

به منظور صحت سنجی مدل حاضر از مشخصات و مدل کار شائو و همکاران [9] استفاده شده است. آن ها از روش مرز متحرک برای مدل سازی پمپ حرارتی و مقایسه با داده های آزمایشگاهی استفاده نمودند. در "شکل 8" تغییرات میزان سوپرهیت ورودی به کمپرسور برای کاهش دور کمپرسور در زمان 2500 و 2900 ثانیه با توجه به داده های آزمایشگاهی، کار شائو و همکاران (مدل مرز متحرک) و کار حاضر (مدل مرز متحرک اصلاح شده) نشان داده شده است. همانطور که مشخص است میزان خطای متوسط مدل حاضر به میزان تقریبی 5.3 درصد و برای کار شائو و همکاران به میزان تقریبی 10 درصد می باشد که نشان دهنده دقت مناسب مدل حاضر می باشد. بنابراین استفاده از مدل حاضر در بررسی و پیش بینی رفتار سیستم به منظور ارائه استراتژی عملکرد کمترین خطا را به همراه خواهد داشت.

نظر به این که سیستم پمپ حرارتی در معرض شرایط محیطی متغیر می باشد، بنابراین می بایست دور کمپرسور یا میزان بازشدگی شیر انبساطی نیز متعاقباً تغییر نماید تا ظرفیت حرارتی مورد نیاز تامین گردد، لذا سیستم

$$s_{in} = s(P_{in}, h_{in}) \quad (13)$$

$$h_{out-s} = h(P_{out}, s_{in}) \quad (14)$$

$$h_{out} = \frac{1}{e_s} [h_{out-s} + h_{in}(e_s - 1)] \quad (15)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r(h_{out} - h_{in}) \quad (16)$$

در روابط (9) تا (16) e_v راندمان حجمی، e_s راندمان ایزنتروپیک، N_{comp} دور کمپرسور، s آنتروپی، \dot{W}_{comp} کار کمپرسور و اندیس in و out مربوط به ورودی و خروجی می باشد. پارامترهایی که به عنوان شرط مرزی از مدل سایر اجزا به کمپرسور وارد می شود، آنتالپی ورودی است که همان آنتالپی خروجی اوپراتور بوده و فشار ورودی و خروجی می باشد که با در نظر گرفتن عدم افت فشار در خطوط مکش و تخلیه، فشار ورودی برابر با فشار اوپراتور و فشار خروجی برابر با فشار کندانسور خواهد بود. شرط مرزی دیگر دور کمپرسور می باشد که با توجه به شرایط محیطی به منظور تامین بار حرارتی تنظیم می شود. برای سایر مشخصه های مورد نیاز در معادلات نظیر آنتروپی نیز از جداول ساخته شده برای میرد استفاده می شود و معادلات (9) تا (16) به ترتیب در مدل حل می شوند. پارامتر خروجی از مدل کمپرسور آنتالپی خروجی و دبی جرمی می باشد که به عنوان شرط مرزی در مدل کندانسور استفاده می شود.

3-2- مدل سازی شیر انبساطی

شیر انبساطی از نوع الکتریکی بوده و همانند کمپرسور دارای مقیاس زمانی دینامیک حرارتی بسیار کمتر از مبدل ها می باشد و به صورت پایا و شیر اختناقی ایده آل مطابق روابط (17) تا (20) مدل می شود [16].

$$\rho_{in} = \rho(P_{in}, h_{in}) \quad (17)$$

$$C_D = -0.07154 + 1.67713z - 0.79141z^2 + 1.09516z \left(\frac{T_{sub}}{T_c} \right) \quad (18)$$

$$\dot{m} = C_D A \sqrt{2\rho_{in}(P_{in} - P_{out})} \quad (19)$$

$$h_{in} = h_{out} \quad (20)$$

در روابط (17) تا (20) C_D ضریب دبی جرمی شیر، z میزان بازشدگی، T_{sub} میزان تفاوت دمای خروجی کندانسور و دمای اشباع و T_c دمای بحرانی میرد می باشد. پارامترهایی که به عنوان شرط مرزی از مدل سایر اجزا به شیر انبساطی وارد می شود آنتالپی ورودی است که همان آنتالپی خروجی کندانسور بوده و فشار ورودی و خروجی است که به ترتیب برابر با فشار کندانسور و اوپراتور می باشد. شرط مرزی دیگر میزان بازشدگی شیر می باشد که با توجه به شرایط محیطی به منظور تامین بار حرارتی تنظیم می شود. برای سایر مشخصه های مورد نیاز در معادلات نظیر چگالی ورودی نیز از جداول ساخته شده برای میرد استفاده می شود و معادلات (17) تا (20) به ترتیب در مدل حل می شوند. پارامتر خروجی از مدل شیر انبساطی آنتالپی خروجی و دبی جرمی می باشد که به عنوان شرط مرزی در مدل اوپراتور استفاده می شود.

4-2- کوپل مدل اجزا و مدل سازی پمپ حرارتی

پس از مدل سازی کمپرسور و شیر انبساطی به صورت پایا و کندانسور و اوپراتور به صورت دینامیکی می بایست مدل ها را به یکدیگر کوپل کرده و ورودی های مورد نیاز هر مدل از سایر مدل ها و همچنین خروجی هر یک از مدل ها را مشخص نمود. "شکل 6" اطلاعات مورد نیاز در ورودی و داده های حاصل از مدل هر یک از اجزا در خروجی را مطابق توضیحات داده شده در قسمت های قبل در مدل کل سیستم پمپ حرارتی نشان می دهد.

¹ MATLAB

² REFPROP

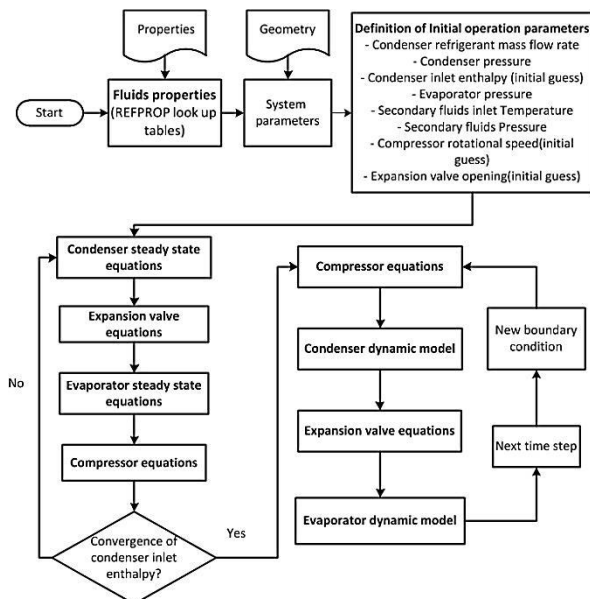


Fig. 7 Heat pump model solution flow chart

شکل 7 فلوچارت حل مدل پمپ حرارتی

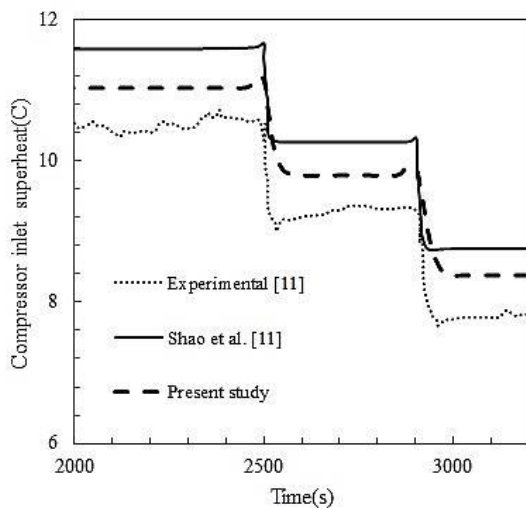


Fig. 8 Comparison of present model superheat degree with moving boundary model and experimental data [11]

شکل 8 مقایسه میزان سوپرهیت مدل حاضر با مدل مرز متحرک و داده‌های آزمایشگاهی [11]

به منظور مقایسه شرایط گذرا و حالت پایا از دو پارامتر ثابت زمانی و اختلاف ظرفیت حرارتی استفاده می‌شود. ثابت زمانی عبارتست از زمان مورد نیاز از اعمال تغییر پارامتر کنترلی (دور کمپرسور یا باز شدگی شیر انبساطی) و قرار گرفتن سیستم در شرایط گذرا تا رسیدن به حالت پایا و پارامتر اختلاف ظرفیت حرارتی نیز به صورت نسبت تفاوت انرژی تولیدی سیستم و انرژی تولیدی حالت پایا به انرژی تولیدی در حالت پایا در مدت ثابت زمانی بوده و مطابق رابطه (21) تعریف می‌گردد.

$$\text{ظرفیت تولیدی حالت پایا} - \text{ظرفیت تولیدی سیستم} = \text{اختلاف ظرفیت حرارتی} \quad (21)$$

در "شکل 10" برای بازه زمانی 500 تا 1000 ثانیه ثابت زمانی 320 ثانیه و اختلاف ظرفیت حرارتی 6.3 درصد و برای بازه زمانی 2500 تا 4000

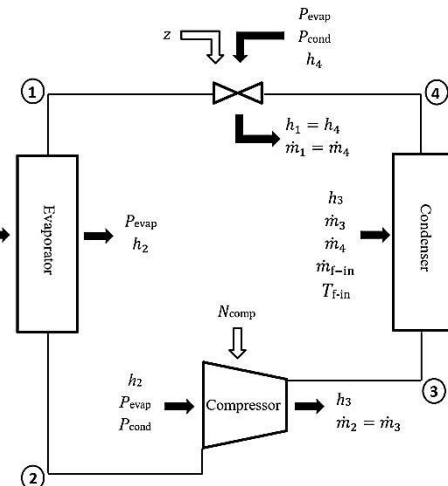


Fig. 6 Inputs and outputs for components model in a coupled system

شکل 6 داده‌های ورودی و خروجی مدل اجزا در سیستم کوپل شده

شرایط گذرا را در کنار شرایط پایا تجربه نموده و بررسی تاثیر این شرایط بر کارکرد سیستم حائز اهمیت می‌باشد. در این قسمت بررسی شرایط گذرای ایجاد شده در سیستم با تغییر در شرایط مرزی توسط پارامترهای کنترلی دور کمپرسور و میزان بازشدگی شیر انبساطی انجام شده و اثر آن بر میزان بار حرارتی تولیدی پمپ حرارتی با ثابت در نظر گرفتن دمای اتاق (25 درجه سانتی‌گراد) و دمای محیط (0 درجه سانتی‌گراد) در حالت گرمایش مطالعه شده است که تفاوت آن با حالت پایا بیانگر اهمیت لحاظ نمودن دینامیک سیستم هنگام تغییر بار می‌باشد. مدل سازی انجام شده برای هر دو حالت سرمایش و گرمایش پمپ حرارتی قابل کاربرد می‌باشد و رفتار سیستم در هر دو حالت مشابه یکدیگر می‌باشد که به منظور جلوگیری از تکرار و طولانی شدن مبحث نتایج حالت گرمایش آورده شده است. تاثیر هر کدام از پارامترهای کنترلی بر روی دبی جرمی میرد تفاوت داشته و به تبع آن بار حرارتی تولیدی سیستم متفاوت خواهد بود. مطابق فلوچارت "شکل 7" ابتدا سیستم در حالت پایا با شرایط اولیه و مرزی مطابق جدول 1 در نظر گرفته شده و سپس اثر پارامترهای مذکور بررسی شده است. پارامترهای ابعادی مبدل‌های حرارتی مطابق جدول 2 و حجم جابجایی کمپرسور 0.00012 مترمکعب در هر دور می‌باشد و میرد استفاده شده R407-C می‌باشد.

1-4- اثر دور کمپرسور

به منظور بررسی اثر دور کمپرسور، تغییرات دور و به تبع آن دبی جرمی میرد مطابق "شکل 9" بر روی سیستم اعمال شده است. در 500 ثانیه اول سیستم در حالت پایا می‌باشد، سپس افزایش پله‌ای دور در دو مرحله در زمان‌های 500 و 1000 ثانیه اعمال شده و پس از آن دور کمپرسور در زمان 2500 ثانیه به مقدار اولیه باز گردانده می‌شود. همان‌طور که از "شکل 9" مشخص می‌باشد تغییر پله‌ای دور کمپرسور بر روی دبی جرمی میرد تاثیرگذار بوده ولی تغییرات آن به صورت آتی نبوده و رسیدن به شرایط پایا نیازمند زمان می‌باشد. تغییرات دبی جرمی نیز بر روی سایر پارامترهای عملکردی سیستم اثر خواهد گذاشت که در ادامه توضیح داده خواهد شد. تغییر ظرفیت حرارتی کندانسور مطابق "شکل 10" می‌باشد. با تغییر دبی جرمی میرد، سیستم در شرایط گذرا قرار گرفته و نیازمند زمان برای رسیدن به حالت پایای جدید می‌باشد و در طول این زمان میزان ظرفیت حرارتی سیستم نسبت به حالت پایا متفاوت می‌باشد.

جدول 1 شرایط اولیه و مرزی سیستم

پارامتر	واحد	مقدار
دمای هوای داخل	(°C)	25
دمای هوای محیط	(°C)	0
فشار محیط	(kPa)	100
میزان باز شدگی شیر انبساطی	%	21.1
دبی جرمی هوا	(kgs ⁻¹)	1.28
دبی جرمی اولیه میرد	(kgs ⁻¹)	0.052
فشار اولیه اواپراتور	(kPa)	350
فشار اولیه کندانسور	(kPa)	1940
دور اولیه کمپرسور	(rpm)	1880
آنتالپی اولیه ورودی اواپراتور	(kJkg ⁻¹)	248
آنتالپی اولیه خروجی اواپراتور	(kJkg ⁻¹)	408
آنتالپی اولیه ورودی کندانسور	(kJkg ⁻¹)	472
آنتالپی اولیه خروجی کندانسور	(kJkg ⁻¹)	248

جدول 2 پارامترهای ابعادی مبدل‌های حرارتی

پارامتر	واحد	اواپراتور	کندانسور
قطر هیدرولیکی	(m)	0.014	0.01
طول لوله	(m)	1	2
تعداد لوله در یک ردیف	---	7	7
تعداد پاس	---	11	6
قطر خارجی فین	(m)	0.03	0.03
فاصله فین‌ها	(m)	0.005	0.005
فاصله جانبی لوله‌ها	(m)	0.035	0.035

ثانیه ثابت زمانی 480 ثانیه و اختلاف ظرفیت حرارتی 8.7 درصد می‌باشد. همان‌طور که مشخص است اختلاف مقادیر فوق قابل توجه بوده و چنانچه این تغییر ظرفیت در مدل‌سازی لحاظ نگردد موجب پیش‌بینی نادرست ظرفیت حرارتی و به تبع آن خطا در استراتژی کارکردی که بر پایه مدل ارائه می‌گردد خواهد شد و این موضوع سبب اختلال در دمای اتاق و خروج آن از آسایش حرارتی می‌گردد.

در "شکل 10" تغییرات ضریب عملکرد سیستم نیز با زمان نمایش داده

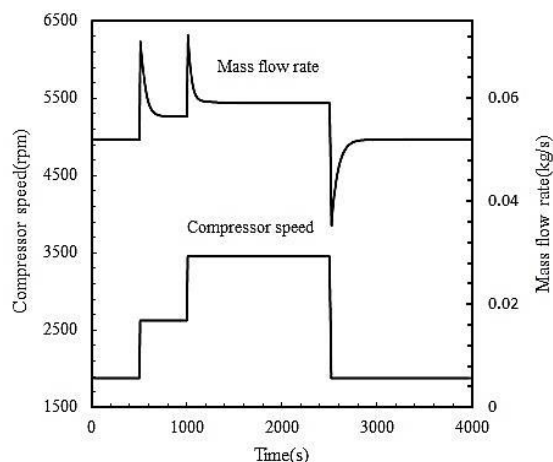


Fig. 9 Compressor speed and refrigerant mass flow rate variation vs. time

شکل 9 تغییرات دور کمپرسور و دبی جرمی میرد با زمان

شده است که به دلیل تغییر دبی جرمی میرد و به تبع آن میزان کار کمپرسور و ظرفیت حرارتی سیستم می‌باشد. ثابت‌های زمانی مانند ثابت‌های زمانی ذکر شده ظرفیت حرارتی می‌باشند و برای بازه زمانی 500 تا 1000 ثانیه اختلاف ضریب عملکرد 9.5 درصد و برای بازه زمانی 2500 تا 4000 اختلاف ضریب عملکرد 11.6 درصد می‌باشد.

4-2- اثر بازشدگی شیر انبساطی

به‌منظور بررسی اثر بازشدگی شیر انبساطی، تغییرات بازشدگی و به تبع آن دبی جرمی میرد مطابق "شکل 11" بر روی سیستم اعمال شده است. در 500 ثانیه اول سیستم در حالت پایا می‌باشد، سپس افزایش پله‌ای بازشدگی در 500 ثانیه اعمال شده و در 2000 ثانیه به مقدار اولیه بازگردانده می‌شود. همان‌طور که از "شکل 11" مشخص می‌باشد تغییر بازشدگی شیر انبساطی بر روی دبی جرمی میرد تاثیرگذار بوده ولی تغییرات آن به‌صورت آنی نبوده و رسیدن به شرایط پایا نیازمند زمان می‌باشد. تغییرات دبی جرمی نیز بر روی سایر پارامترهای عملکردی سیستم اثر خواهد گذاشت که در ادامه توضیح داده خواهد شد.

در "شکل 12" برای بازه زمانی 500 تا 2000 ثانیه ثابت زمانی 950 ثانیه و اختلاف ظرفیت حرارتی 14.7 درصد و برای بازه زمانی 2000 تا 4000 ثانیه ثابت زمانی 810 ثانیه و اختلاف ظرفیت حرارتی 11.8 درصد می‌باشد. همان‌طور که مشخص است و در قسمت قبل نیز گفته شد اختلاف مقادیر فوق قابل توجه بوده و چنانچه این تغییر ظرفیت در مدل‌سازی لحاظ نگردد موجب پیش‌بینی نادرست ظرفیت حرارتی و به تبع آن خطا در استراتژی کارکردی خواهد شد و اتاق از آسایش حرارتی خارج می‌گردد.

در "شکل 12" تغییرات ضریب عملکرد سیستم نیز با زمان نمایش داده شده است. ثابت‌های زمانی مانند ثابت‌های زمانی ذکر شده ظرفیت حرارتی می‌باشند و برای بازه زمانی 500 تا 2000 ثانیه اختلاف ضریب عملکرد 8.4 درصد و برای بازه زمانی 2000 تا 4000 اختلاف ضریب عملکرد 7.5 درصد می‌باشد.

5- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

فرکانس کمپرسور و میزان بازشدگی شیر انبساطی به‌عنوان پارامترهای کنترلی میزان سرمایش و گرمایش تولیدی سیستم پمپ حرارتی می‌باشند. پیش‌بینی دقیق‌تر رفتار سیستم موجب پاسخ مناسب‌تر به‌منظور تغییر بار به

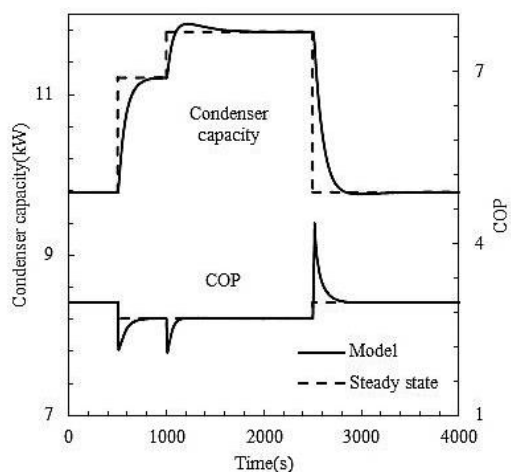


Fig. 10 Condenser heating capacity and system COP variation vs. time

شکل 10 تغییرات ظرفیت حرارتی کندانسور و ضریب عملکرد سیستم با زمان

آزمایشگاهی 5.3 درصد می باشد در حالی که متوسط خطای روش مرز متحرک 10 درصد بوده و حاکی از دقت مناسب مدل حاضر می باشد. نحوه کنترل میزان بار حرارتی تولیدی پمپ حرارتی در برابر تغییر شرایط مرزی دور کمپرسور و بازشدگی شیر انبساطی می باشد و با بررسی انجام شده مشخص گردید که میزان اختلاف ظرفیت در زمان تغییر پارامترهای مذکور به 15 درصد نیز می رسد. بنابراین ضروری است که این اختلافها توسط مدل لحاظ شوند، در غیر این صورت موجب پیش بینی نادرست ظرفیت حرارتی و به تبع آن خطا در استراتژی کارکردی که بر پایه مدل ارائه می گردد خواهد شد و این موضوع سبب اختلال در دمای اتاق و خروج آن از آسایش حرارتی می گردد. بنابراین در مدل سازی سیستم پمپ حرارتی علاوه بر دقت مدل در پیش بینی کارکرد سیستم در حالات پایا، شرایط گذرا نیز حائز اهمیت بوده و می بایست با دقت مدل شده و مد نظر قرار گیرند که در مدل حاضر این امر میسر شده است.

6- فهرست علائم

A	مساحت (m ²)
COP	ضریب عملکرد
C _D	ضریب جریان شیر انبساطی
c _p	گرمای ویژه در فشار ثابت (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)
d	قطر (m)
e	بازده
h	آنتالپی (kJkg ⁻¹)
H _f	ارتفاع فین (m)
k	ضریب هدایت حرارتی (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs ⁻¹)
N	سرعت (rpm)
P	فشار (kPa)
p	محیط (m)
P ₁	فاصله لوله در راستای عمود بر جریان (m)
P ₂	فاصله لوله در راستای جریان (m)
Pr	عدد پرانتل
Q	نرخ انتقال حرارت (W)
Re	عدد رینولدز
S	فاصله فین ها (m)
s	آنتروپی (kJkg ⁻¹ K ⁻¹)
T	دما (C)
t	زمان (s)
u	سرعت (ms ⁻¹)
V	حجم (m ³)
\dot{W}	کار کمپرسور (kW)
x	کیفیت
z	میزان بازشدگی شیر انبساط

علائم یونانی

$\bar{\gamma}$	متوسط کسر بخار
α	ضریب انتقال حرارت جابجایی (Wm ⁻² K ⁻¹)
η	طول بی بعد (L/L)

میزان موردنیاز در زمان تغییر شرایط محیطی می باشد. رفتار گذرا و خطای حالت پایا در زمانی که مقدار بار تولیدی به میزان موردنیاز می رسد می بایست به مقدار مینیمم برسد، در غیر این صورت به دلیل عدم پیش بینی صحیح میزان بار حرارتی تولیدی امکان ایجاد بار حرارتی به میزان بیشتر از موردنیاز که موجب اتلاف انرژی شده یا به میزان کمتر موردنیاز می شود. در هر دو صورت دمای اتاق از حالت آسایش حرارتی خارجی می شود. به دلیل تغییر مداوم بار ساختمان به علت دمای هوای محیط، بار تجهیزات و تعداد نفرات، پیش بینی بار به منظور کاهش تاخیر زمانی در تامین دمای اتاق مهم است. تحقیقات انجام شده نشان دهنده کاهش مصرف انرژی تا 60 درصد با به کارگیری استراتژی کنترلی مناسب مانند تغییر بار در زمان مطلوب می باشد. بنابراین طراحی یک سیستم کنترلی مناسب موجب کاهش مصرف انرژی می گردد و لذا می بایست مدل پمپ حرارتی که براساس آن سیستم کنترلی تعریف می گردد از دقت مناسب برخوردار باشد. در این مقاله مدل سازی دینامیکی پمپ حرارتی دور متغیر با روش مرز متحرک اصلاح شده صورت گرفته است. با انجام اعتبارسنجی این مدل با نتایج روش مرز متحرک مشخص گردید که متوسط خطای این روش در مقایسه با نتایج

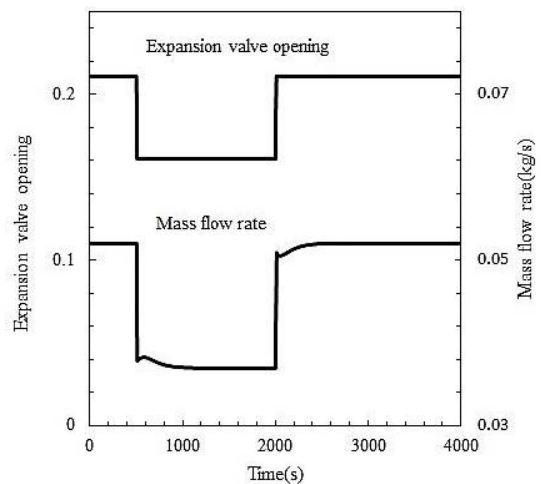


Fig. 11 Expansion valve opening and refrigerant mass flow rate vs. time

شکل 11 تغییرات بازشدگی شیر انبساطی و دبی جرمی میرد با زمان

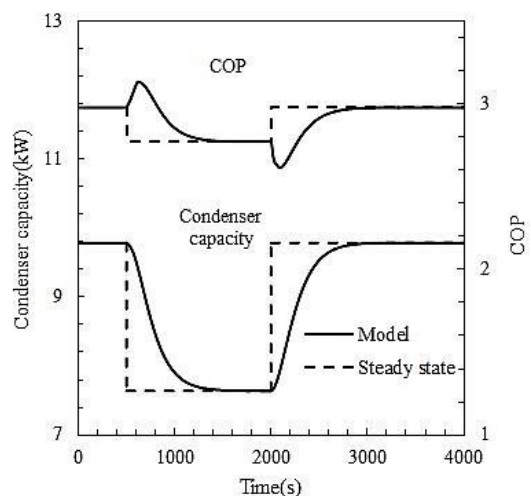


Fig. 12 Condenser heating capacity and system COP variation vs. time

شکل 12 تغییرات ظرفیت طرفیت حرارتی کندانسور و ضریب عملکرد سیستم با زمان

$$\eta_2 \frac{dT_{w2}}{dt} + (T_{w|l_1} - T_{w|l_1+l_2}) \frac{d\eta_1}{dt} - T_{w|l_1+l_2} \frac{d\eta_2}{dt} = \frac{\alpha_r A_r \eta_2 (T_{r2} - T_{w2}) + \alpha_f A_f \eta_2 (T_{f2} - T_{w2})}{(\rho V C_p)_w} \quad (1-ث)$$

$$\frac{dh_3}{dt} \left[\eta_3 \left((h_3 - h_{l_1+l_2}) \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} |_P + \rho_3 \right) \right] + \frac{d\eta_1}{dt} [\rho_3 (h_{l_1+l_2} - h_3)] + \frac{d\eta_2}{dt} [\rho_3 (h_{l_1+l_2} - h_3)] + \frac{dP}{dt} \left[\eta_3 \left((h_3 - h_{l_1+l_2}) \frac{\partial \rho_3}{\partial P} |_{h_3} - 1 \right) \right] = \frac{\dot{m}_{out} (h_{l_1+l_2} - h_{out}) + \alpha_r A_r \eta_3 (T_{w3} - T_{r3})}{V} \quad (1-ج)$$

$$\eta_3 \frac{dT_{w3}}{dt} + [T_{w|l_1+l_2} - T_{w3}] \left(\frac{d\eta_1}{dt} + \frac{d\eta_2}{dt} \right) = \frac{\alpha_r A_r \eta_3 (T_{r3} - T_{w3}) + \alpha_f A_f \eta_2 (T_{f3} - T_{w3})}{(\rho V C_p)_w} \quad (1-چ)$$

2-7- ضرایب انتقال حرارت

ضریب انتقال هوا برای کندانسور و اواپراتور مطابق رابطه (1-ح) می باشد و ضرایب F_1 و F_2 برابر یک می باشد [6].

$$\alpha = \frac{0.242k}{d} \text{Re}^{.658} \left(\frac{S}{H_f} \right)^{.297} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{-.091} \text{Pr}^{1/3} F_1 F_2 \quad (1-ح)$$

برای ضریب انتقال حرارت تک فاز از رابطه دیتوس- بولتر مطابق معادله (1-خ) استفاده شده که n برای کندانسور 0.4 و برای اواپراتور 0.3 می باشد [6].

$$\alpha = .023 \left(\frac{k}{d} \right) \text{Re}^{.8} \text{Pr}^n \quad (1-خ)$$

برای ضریب انتقال حرارت دو فاز اواپراتور از رابطه (1-د) استفاده شده است که ضریب مذکور محلی بوده و در طول اواپراتور انتگرال گیری می شود [6]. برای ضریب انتقال حرارت دو فاز کندانسور نیز از رابطه شاه مطابق معادله (1-ذ) استفاده می شود [17].

$$Nu = .087 \text{Re}_m^{.6} \text{Pr}^{1/6} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{.2} \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{.09} \quad (1-د)$$

$$h_m = \frac{h_L}{x_2 - x_1} \left[-\frac{(1-x)^{1.8}}{1.8} + \frac{3.8}{(P/P_c)^{3.8}} \left(\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{.04x^{2.76}}{2.76} \right) \right]_{x_1}^{x_2} \quad (1-ذ)$$

3-7- روابط منطقه دو فاز

نظر به این که مشخصه مبرد در منطقه دو فاز متوسط کسر بخار و فشار می باشد، بنابراین سایر مشخصه ها را می بایست برحسب مشخصه مذکور بدست آورد که مطابق روابط (1-ر) و (1-ز) می باشد.

$$\rho_2 = \bar{\gamma} \rho_g + (1 - \bar{\gamma}) \rho_l \quad (1-ر)$$

$$h_2 = \frac{\bar{\gamma} h_g \rho_g + (1 - \bar{\gamma}) h_l \rho_l}{\bar{\gamma} \rho_g + (1 - \bar{\gamma}) \rho_l} \quad (1-ز)$$

4-7- معادلات تکمیلی

همان طور که در قسمت 2-1 توضیح داده شد از آنجایی که در حالات مختلف کندانسور و اواپراتور دبی های جرمی میانی وجود دارد و با حذف آن ها تعداد معادلات از متغیرها کمتر بوده و همچنین نظر به این که آنتالپی خروجی نیز که یکی از مجهولات می باشد در معادلات ظاهر می شود نیاز به معادلات تکمیلی وجود دارد.

ρ	چگالی (kgm^{-3})
زیر نویس ها	
Comp	کمپرسور
CS	سطح مقطع
c	بحرانی
f	سیال ثانویه
g	بخار اشباع
in	ورودی
l	مایع اشباع
out	خروجی
r	مبرد
sat	اشباع
sub	مادون سرد
v	حجمی
w	دیواره

7- پیوست 1

1-1-7 معادلات جرم و انرژی حالت سه منطقه ای کندانسور

معادلات ساده شده حالت سه منطقه ای کندانسور در "شکل 3" که شامل معادله بقای انرژی مبرد و دیواره منطقه فوق گرم، بقای جرم و انرژی مبرد و بقای انرژی دیواره منطقه دو فاز، بقای انرژی مبرد و دیواره منطقه مادون سرد می باشد به ترتیب در معادلات (1-الف) تا (1-چ) آورده شده است. اندیس 1 متعلق به منطقه فوق گرم، اندیس 2 متعلق به منطقه دوفاز و اندیس 3 متعلق به منطقه مادون سرد می باشد.

$$\frac{dh_1}{dt} \left[\eta_1 \left(\rho_1 + (h_1 - h_{l_1}) \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} |_P \right) \right] + \frac{d\eta_1}{dt} (\rho_1 h_1 - \rho_l h_{l_1}) + \frac{dP}{dt} \left[\eta_1 \left((h_1 - h_{l_1}) \frac{\partial \rho_1}{\partial P} |_{h_1} - 1 \right) \right] = \frac{1}{V} [\dot{m}_{in} (h_{in} - h_{l_1}) - \alpha_r A_r \eta_1 (T_{r1} - T_{w1})] \quad (1-الف)$$

$$\eta_1 \frac{dT_{w1}}{dt} + (T_{w1} - T_{w|l_1}) \frac{d\eta_1}{dt} = \frac{\eta_1 [\alpha_r A_r (T_{r1} - T_{w1}) + \alpha_f A_f (T_{f1} - T_{w1})]}{(\rho V C_p)_w} \quad (1-ب)$$

$$\frac{dh_1}{dt} \left(\eta_1 \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} |_P \right) + \frac{dh_3}{dt} \left(\eta_3 \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} |_P \right) + \frac{d\bar{\gamma}}{dt} \left(\eta_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial \bar{\gamma}} |_P \right) + \frac{d\eta_1}{dt} (\rho_1 - \rho_3) + \frac{d\eta_2}{dt} (\rho_2 - \rho_3) + \frac{dP}{dt} \left[\eta_1 \frac{\partial \rho_1}{\partial P} |_{h_1} + \eta_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial P} |_{\bar{\gamma}} + \eta_3 \frac{\partial \rho_3}{\partial P} |_{h_3} \right] = \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{V} \quad (1-پ)$$

$$\frac{dh_1}{dt} \left(\eta_1 h_{l_1} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} |_P \right) + \frac{dh_3}{dt} \left(\eta_3 h_{l_1+l_2} \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} |_P \right) + \frac{d\bar{\gamma}}{dt} \left[\eta_2 \left(\rho_2 \frac{\partial h_2}{\partial \bar{\gamma}} |_P + h_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial \bar{\gamma}} |_P \right) \right] + \frac{d\eta_1}{dt} (\rho_1 h_{l_1} - \rho_3 h_{l_1+l_2}) + \frac{d\eta_2}{dt} (\rho_2 h_2 - \rho_3 h_{l_1+l_2}) + \frac{dP}{dt} \left[\eta_1 h_{l_1} \frac{\partial \rho_1}{\partial P} |_{h_1} + \eta_2 \left(\rho_2 \frac{\partial h_2}{\partial P} |_{\bar{\gamma}} + h_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial P} |_{\bar{\gamma}} - 1 \right) \right] + \eta_3 h_{l_1+l_2} \frac{\partial \rho_3}{\partial P} |_{h_3} = \frac{-\dot{m}_{out} h_{l_1+l_2} + \dot{m}_{in} h_{l_1} + A \alpha_r \eta_2 (T_{w2} - T_{r2})}{V} \quad (1-ت)$$

مذکور تعریف کرد. بعنوان مثال در کندانسور تغییر از حالت 1 (حالت سه منطقه‌ای) به حالت 2 (حالت فوق گرم- دوفاز) زمانی رخ می‌دهد که آنتالپی خروجی از کندانسور به آنتالپی مایع اشباع برسد که این شرط را می‌توان معادل با وقوع دو رابطه (1-ظ) و (1-ع) در نظر گرفت. برای سایر تغییر حالات نیز می‌توان چنین روابطی را لحاظ نمود.

$$\frac{d\eta_1}{dt} + \frac{d\eta_2}{dt} > 0 \quad (1-ظ)$$

$$\eta_1 + \eta_2 = 1 - \varepsilon, \varepsilon \rightarrow 0^+ \quad (1-ع)$$

8- مراجع

- [1] T. N. Ayunur, Variable refrigerant flow systems: A review, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 7, pp. 1106–1112, 2010.
- [2] S. Bendapudi, J. E. Braun, A review of Literature on dynamic Models of Vapor Compression Equipment, ASHRAE Report, Atlanta, pp. 7-10, 2002.
- [3] H. Cheung, J. E. Braun, Component-based, gray-box modeling of ductless multi-split heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 38, pp. 30–45, 2014.
- [4] Y. P. P. Zhou, J. Y. Y. Wu, R. Z. Z. Wang, S. Shiochi, Y. M. M. Li, Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 6, pp. 1041–1047, 2008.
- [5] M. Uhlmann, S. S. Bertsch, Theoretical and experimental investigation of startup and shut down behavior of residential heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 8, pp. 2138–2149, 2012.
- [6] S. Sanaye, M. Chahartaghi, H. Asgari, Dynamic modeling of gas engine driven heat pump system in cooling mode, *Energy*, Vol. 55, pp. 195–208, 2013.
- [7] S. Bendapudi, J. E. Braun, E. A. Groll, A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 8, pp. 1437–1452, 2008.
- [8] B. Rasmussen, Dynamic modeling for vapor compression systems—Part I: Literature review, *HVAC&R Research*, Vol. 18, No. 5, pp. 934–955, 2012.
- [9] S. Shao, H. Xu, C. Tian, Dynamic simulation of multi-unit air conditioners based on two-phase fluid network model, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 40, pp. 378–388, 2012.
- [10] T. L. McKinley, A. G. Alleyne, An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 7, pp. 1253–1264, 2008.
- [11] W. Zhang, C. Zhang, G. Ding, On three forms of momentum equation in transient modeling of residential refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 5, pp. 938–944, 2009.
- [12] J.W. MacArthur, E. W. Grald, Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and comparison with experimental data, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 12, pp. 29–41, 1989.
- [13] J. R. Thome, *Engineering Data Book III*, pp. 17.4-17.5, Georgia: Wolverine Tube Inc., 2004.
- [14] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition, pp. 501-502, New Jersey: John Wiley and Sons, 2007.
- [15] M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, F. Meunier, Local shifts of the fluid composition in a simulated heat pump using R407C, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 2827–41, 2005.
- [16] W. Li, Simplified modeling analysis of mass flow characteristics in electronic expansion valve, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 53, pp. 8–12, 2013.
- [17] M. M. Shah, A general correlation for heat transfer during film condensation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547–556, 1979.

معادله تکمیلی آنتالپی خروجی در مطالعات انجام شده تا کنون، برای خروجی ناحیه مادون سرد برابر با همان آنتالپی ناحیه و برای ناحیه فوق گرم نیز به صورت خطی در نظر گرفته شده‌اند که در صورت کوچک نبودن ناحیه موجب بروز خطا خواهد گردید. در این مقاله از روش میانگین دمای لگاریتمی برای یافتن دما در خروجی ناحیه مادون سرد و فوق گرم در هر گام زمانی مطابق رابطه (1-ژ) استفاده می‌شود [14].

$$T_{out} = T_{sat} - (T_w - T_{sat}) \times \left[\exp\left(\frac{-A\eta\alpha_r}{\dot{m}c_p}\right) - 1 \right] \quad (1-ژ)$$

در رابطه (1-ژ) دمای خروجی مبرد از منطقه، T_{sat} دمای اشباع در فشار مبدل و η طول بی بعد منطقه (نسبت طول منطقه به طول کل مبدل) می‌باشد. آنتالپی خروجی نیز با داشتن فشار و دمای خروجی از معادله (1-ژ) از طریق جدول آنتالپی برحسب فشار و دما بدست می‌آید. برای یافتن آنتالپی خروجی ناحیه دوفاز نیز با حل معادله (5) برای x_o و سپس از معادله (1-سی) استفاده می‌شود.

$$h_{out} = x_{out}h_g + (1 - x_{out})h_l \quad (1-سی)$$

معادله تکمیلی برای منطقه ورودی فوق گرم که در انتهای آن مبرد به صورت اشباع می‌باشد به صورت معادله (1-ش) و (1-ص) خواهد بود. از آنجا که آنتالپی ورودی و خروجی مشخص می‌باشد، توزیع خطی آنتالپی در نظر گرفته می‌شود.

$$h = \frac{h_{in} + h_{sat}}{2} \quad (1-ش)$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{2} \left(\frac{dh_{sat}}{dt} + \frac{dh_{sat}}{dP} \frac{dP}{dt} \right) \quad (1-ص)$$

برای ناحیه دوفاز کامل که در ورودی و خروجی سیال به صورت اشباع می‌باشد متوسط کسر بخار تابعی از فشار بوده و معادله تکمیلی به صورت رابطه (1-ض) خواهد بود.

$$\bar{y} = \bar{y}(P), \quad \frac{d\bar{y}}{dt} = \frac{d\bar{y}}{dP} \frac{dP}{dt} \quad (1-ض)$$

زمانی که ناحیه ورودی به صورت دوفاز می‌باشد از آنجایی که می‌توان متوسط کسر بخار را برحسب دو مشخصه کیفیت ورودی و فشار در نظر گرفت، معادله تکمیلی مطابق رابطه (1-ط) می‌باشد.

$$\bar{y} = \bar{y}(P, x_{in}), \quad \frac{d\bar{y}}{dt} = \frac{d\bar{y}}{dx_{in}} \Big|_P \frac{dx_{in}}{dt} + \frac{d\bar{y}}{dP} \Big|_{x_{in}} \frac{dP}{dt} \quad (1-ط)$$

5-7- شرایط تغییر حالات

همان‌طور که در قسمت 1-2 توضیح داده شد برای کندانسور 5 حالت و برای اواپراتور 3 حالت ممکن می‌باشد که این تغییر حالات در زمان تغییر شرایط کارکرد به وجود می‌آید. معیار اصلی برای لحاظ نمودن این تغییر حالات آنتالپی خروجی از مبدل حرارتی می‌باشد که به مقادیر مرزی حالت اشباع برسد و برای هر کدام از این تغییر حالات می‌توان شرایط معادل با شرط