مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 13، ویژه‌نامه مجموعه مقالات کنفرانس، ص‌ص 189-193

مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تهویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مهر 1395

مهندسی مکانیک مدرس
mme.modares.ac.ir

بررسی مدل‌های دینامیکی پمپ حرارتی جریان متغیر مبرد

احسان باقری فهرجی[1*]، مهدی معرفت[2]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران
* تهران، صندوق پستی 14115-143، e.bagheri@modares.ac.ir

چکیده

پمپ‌های حرارتی در حالت گرمایش و سرمایش به بارهای حرارتی متغیر متصل‌اند و می‌بایست قابلیت کنترل ظرفیت با توجه به میزان بار را داشته باشند. یکی از مناسب‌ترین راه‌های کنترل ظرفیت پمپ حرارتی، سیستم جریان متغیر مبرد می‌باشد. نظر به این که این‌گونه پمپ‌های حرارتی با توجه به تغییر بار حرارتی و سرمایشی و تاثیرگذاری متقابل با ساختمان دارای شرایط دینامیکی پیچیده‌ای می‌باشند، لذا در مرحله اول مدل‌سازی دقیق سیستم پمپ حرارتی یک پیش‌نیاز ضروری به‌منظور بررسی عملکرد و ارائه استراتژی مناسب برای کارکرد صحیح سیستم با ضریب عملکرد بالا می‌باشد. در مقاله حاضر بررسی و مقایسه مدل‌های دینامیکی سیستم پمپ حرارتی جریان متغیر به‌منظور دستیابی به مدل دینامیکی مناسب برای استفاده در استراتژی عملکرد مطلوب در تامین سرمایش و گرمایش انجام شده است. با توجه به مدل‌های موجود، مدل مرز متحرک دارای سرعت بالاتر ولی دقت کمتر و عدم امکان استفاده در مواقعی نظیر زمان استارت می‌باشد. مدل تفاضل محدود دارای سرعت مدل‌سازی پایین‌تر ولی دقت و پایداری بالاتر بوده و قابلیت استفاده در همه حالات سیستم را دارا می‌باشد. با استفاده از ترکیب این دو مدل (مدل هیبرید) می‌توان به‌صورت همزمان از سرعت و دقت مدل‌سازی مناسبی در تمام زمان‌ها و حالات پایا و غیر پایا برخوردار بوده و استفاده از آن به منظور ارائه استراتژی کارکرد موجب دقت بالاتر، نوسانات کمتر دمایی ساختمان و به تبع آن مصرف انرژی کمتر سیستم خواهد بود.

کلید واژگان: پمپ حرارتی، مدل دینامیکی، جریان متغیر مبرد

A study of variable refrigerant flow heat pump dynamic models

Ehsan Bagheri Fahraji*, Mehdi Maerefat

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, e.bagheri@modares.ac.ir

ABSTRACT

Heat pumps are under variable loads in heating and cooling mode and their capacity must be controlled with respect to load. One of the best methods for heat pump control capacity is variable refrigerant flow (VRF) system. VRF heat pumps face complex dynamic conditions because of variable loads and interaction between heat pump and building, thus an appropriate heat pump modeling is essential for performance evaluation and utilization in control strategy fields. In the present paper, a study and comparison of VRF heat pump dynamic models to find an appropriate model for utilization in control strategy fields is performed. Among the available models, moving boundary model has high computation speed but lower accuracy and is not applicable sometimes such as start time. Finite difference model computation speed is low but its accuracy and stability is high. A combination of moving boundary and finite difference method (hybrid model) provides advantages in terms of model speed and accuracy as well as possibility to utilize in all dynamic and steady conditions. Besides, using this model in control strategy fields will result in appropriate performance, less building temperature fluctuations and less system energy consumption.

Keywords: Heat pump, Dynamic model, Variable refrigerant flow (VRF)

1- مقدمه

تکنولوژی پمپ حرارتی که یکی از روش‌های گرمایش و سرمایش با استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر مانند هوا یا زمین می‌باشد، به‌صورت گسترده در سراسر جهان مورد استفاده قرار می‌گیرد. قاعده کلی پمپ حرارتی بصورت استخراج گرما از منبع با دمای پایین (چشمه حرارت) و انتقال آن به محیط دما بالا (چاه حرارتی) با انجام کار می‌باشد. پمپ‌های حرارتی براساس سیکل تراکم بخار کار می‌کنند و اجزای اصلی آن کمپرسور، شیر انبساط و دو مبدل حرارتی (کندانسور و اواپراتور) می‌باشد [1].

یکی از مناسب‌ترین راه‌های کنترل ظرفیت پمپ حرارتی که جایگزین روش روشن خاموش شده است، سیستم جریان متغیر مبرد[1] می‌باشد. این سیستم جریان مبرد را توسط کمپرسور دور متغیر و شیر انبساطی الکترونیکی (سیستم‌های با چند مصرف کننده) تغییر می‌دهد تا بار حرارتی یا سرمایشی موردنیاز به‌منظور ثابت نگه‌داشتن دمای زون در محدوده تنظیم شده تامین گردد. در سیستم جریان متغیر مبرد معمولا از کمپرسور دور متغیر اینورتری به‌منظور تنظیم ظرفیت استفاده می‌شود. در این نوع کمپرسور فرکانس اینورتر معمولا از 20 - 30 تا 105- 120 هرتز متغیر می‌باشد و با تغییر فرکانس، ظرفیت سرمایش یا گرمایش تولیدی مبدل حرارتی بیرونی به واسطه تغییر جریان جرمی خروجی مبرد تنظیم می‌گردد. قسمت داخلی سیستم جریان متغیر مبرد شامل مبدل حرارتی، شیر انبساطی و سنسور دما می‌باشد. سنسور دمای هوای نصب شده داخلی برای تشخیص دمای واقعی زون می‌باشد و مقدار آن با دمای تنظیم شده مقایسه شده و با توجه به آن

[1] Variable refrigerant flow (VRF)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:
Please cite this article using:
E.Bagheri Fahraji, M.Maerefat, A study of variable refrigerant flow heat pump dynamic models, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 189-193, 2016 (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-28]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.40.7]

میزان جریان مبرد توسط استراتژی کنترلی تنظیم می‌گردد [2].

با استفاده از کنترل ظرفیت متغیر بازده انرژی به دلیل تلفات کمتر سیکلی، کارکرد بهتر در بار جزئی و نیاز کمتر به گرمایش پشتیبان افزایش می‌یابد [2]. با توجه به مزایای سیستم جریان متغیر و افزایش کارایی سیستم، 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 که بسته به نوع پمپ حرارتی متفاوت است [1].

به‌منظور ارائه استراتژی و راهبرد مطلوب برای کارکرد سیستم جریان متغیر می‌بایست در ابتدا از مدل‌سازی مناسب پمپ حرارتی استفاده شود. بدین صورت که با استفاده از مدل پمپ حرارتی و کوپل آن با مدل ساختمان اثر شرایط مرزی مانند دمای محیط بررسی شده و تغییرات سیستم مورد مطالعه قرار گرفته و با توجه به آن یک روند و استراتژی مناسب برای کارکرد سیستم با استفاده از روش‌های کنترلی به منظور نگه داشتن دمای ساختمان در محدوده تنظیمی و تامین آسایش حرارتی و همچنین مصرف انرژی کمتر پیشنهاد گردد. مدل‌سازی‌های استفاده شده برای پمپ حرارتی در ارائه استراتژی اغلب به‌صورت پایا یا ورودی خروجی[1] بوده و ارائه استراتژی نیز با توجه به همین مدل صورت می‌گیرد که با توجه قرار داشتن سیستم در حالات گذرا (بدلیل بارهای متغیر ساختمان) موجب عدم پیش‌بینی صحیح رفتار و تغییرات سیستم و بروز خطا و به تبع آن کارکرد نامطلوب سیستم می‌شود. بنابراین نیاز به مدل‌سازی دقیق به‌منظور ارائه استراتژی مناسب کارکرد سیستم می‌باشد.

2- استراتژی سیستم براساس مدل پمپ حرارتی

مدل‌های دینامیکی سیستم پمپ حرارتی برای کارهایی نظیر آنالیز سیستم، طراحی و اپتیمم‌سازی و ارائه استراتژی کارکرد سودمند است. سیستم پمپ‌های حرارتی شامل پمپ حرارتی و سیستم مصرف (ساختمان) می‌باشد و همان‌طور که در "شکل1" ملاحظه می‌شود هر کدام از این مدل‌ها از یکدیگر متاثر می‌باشند. ارائه استراتژی کارکرد مناسب براساس مدل‌سازی انجام شده پمپ حرارتی و ساختمان و سپس کوپل مدل‌ها با یکدیگر می‌باشد. در مرحله بعد بررسی اثر تغییر شرایط مرزی مانند دمای محیط با استفاده از مدل کوپل به‌دست آمده بر روی پارامترهای کارکردی و عملکردی سیستم صورت می‌گیرد و تغییرات دمایی در ساختمان (متغیر مشاهده‌گر) از قبیل تغییر دمای اتاق، مشتق یا انتگرال آن بدست می‌آید. پس از آن، با توجه به رفتار و تغییرات دمایی به‌دست آمده سیستم در مرحله قبل با استفاده از متغیرهای کنترلی از قبیل دور کمپرسور، استراتژی مناسب عملکرد به‌منظور نگه‌داشتن دما در محدوده مورد نظر تعریف می‌گردد و عملکرد سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدین ترتیب در استراتژی عملکرد پارامتر مشاهده‌گر وابسته به دمای اتاق بوده و استراتژی ارائه شده کاهش مصرف انرژی در حین تامین آسایش حرارتی را فراهم می‌آورد. بنابراین در قدم اول مدل صحیح پمپ حرارتی به منظور ارائه استراتژی مناسب ضروری می‌باشد.

3- مدل‌سازی سیستم پمپ حرارتی

جیمز و همکاران مدل‌های پمپ حرارتی را به دو نوع مدل پایا که ساده‌تر می‌باشد و مدل دینامیکی که جزئی‌تر بوده و شرایط گذرای سیستم را در نظر می‌گیرد تقسیم بندی کردند [3]. در حالت پایا پارامترهای ورودی و خروجی نسبت به زمان ثابت می‌باشد. حالت گذرا برای زمان استارت، خاموشی و یا هنگامی‌که به حالت پایا خلل وارد شود، قابل کاربرد می‌باشد. این خلل می‌تواند به‌علت تغییرات در شرایط (مانند دمای محیط، بار حرارتی) یا فیدبک کنترلی باشد و در هر حالت، سیستم از یک حالت تعادل به حالتی دیگر می‌رود [4]. در مدل‌سازی سیستم جریان متغیر مبرد با توجه به تغییر مداوم بار حرارتی، سیستم اکثرا در حالت گذرا می‌باشد و مدل‌سازی پایا دارای دقت مناسب نمی‌باشد و لذا از مدل دینامیک به‌منظور شبیه‌سازی سیستم استفاده می‌شود [5].

در زمان حالت گذرای سیستم، دبی جرمی مبرد تغییر کرده و موجب تغییر توزیع مبرد در اجزای مختلف سیستم می‌شود. از چهار جز سیستم، شرایط گذرای مبدل‌های حرارتی از همه کندتر بوده و بیشترین تاثیر را در رفتار گذرای کل سیستم دارد. بنابراین ضروری است توزیع جرم در مبدل‌ها به‌صورت تابعی از زمان و مکان و همچنین ظرفیت حرارتی آن‌ها در نظر گرفته شود [4]. در قسمت بعدی بررسی مدل‌های اجزای سیستم صورت می‌گیرد و مدل سیستم با تجمیع مدل اجزا به دست می‌آید.

3-1- کمپرسور

بسیاری از سیستم‌های پمپ حرارتی توسط کمپرسورهای جابجایی مثبت رانده می‌شوند و مطالعات متعددی پیرامون دینامیک کمپرسورها صورت گرفته است، ولی از آن‌جایی‌که دینامیک کمپرسورها با مقیاس زمانی بسیار سریع‌تر از دینامیک مبدل‌های حرارتی می‌باشد، زمانی که مجموعه کل سیستم در نظر گرفته می‌شود، دینامیک کمپرسور لحاظ نمی‌شود و به‌صورت پایا با معادلات (1) تا (5) در نظر گرفته می‌شود [6].

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_r w_{\text{comp}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) = \dot{m}_r \left(\frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s}\right) \quad (1)$$

$$\dot{m}_r = \eta_v \rho_r \frac{V_{\text{comp}} N_{\text{comp}}}{60} \quad (2)$$

$$\eta_v = f(P_{\text{dis}} / P_{\text{suc}}) \quad (3)$$

$$\eta_s = g(P_{\text{dis}} / P_{\text{suc}}) \quad (4)$$

$$\rho_r = \rho(P_{\text{suc}}, h_{\text{suc}}) \quad (5)$$

3-2- شیر انبساطی

تجهیز اندازه‌گیری جریان سیال و از نوع الکتریکی می‌باشد و مانند کمپرسور دینامیک آن با مقیاس زمانی بسیار سریع‌تر از دینامیک مبدل‌های حرارتی می‌باشد و زمانی که مجموعه کل سیستم در نظر گرفته می‌شود به‌صورت پایا

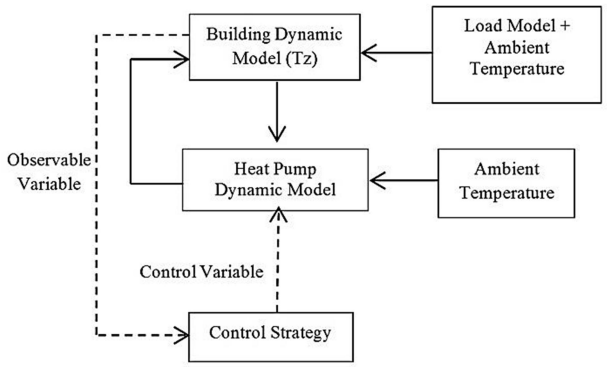


Fig.1 Influence of heat pump system dynamic models

شکل1 تاثیرپذیری مدل‌های دینامیکی سیستم پمپ حرارتی

[1] Black box

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-28]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.40.7]

و شیر اختناقی[1] ایده‌آل مطابق روابط (6) تا (9) در نظر گرفته می‌شود [6].

$$\dot{m} = C_d\sqrt{\rho(P_{\text{in}} - P_{\text{out}})} \quad (6)$$

$$C_d = f(\Delta P) \quad (7)$$

$$h_{in} = h_{\text{out}} \quad (8)$$

3-3- مبدل‌های حرارتی (دینامیک سیستم)

مهم‌ترین قسمت در مدل‌سازی سیستم پمپ حرارتی مربوط به مبدل‌های حرارتی (اواپراتور و کندانسور) می‌باشد. از آن‌جایی‌که دینامیک حرارتی سیستم بسیار کندتر از دینامیک مکانیکی است، اکثر پیچیدگی مدل برای مبدل‌های حرارتی است. مشکل در مدل‌سازی اواپراتور و کندانسور حالات مختلف مبرد در مبدل‌ها و همچنین تغییر حالت فیزیکی مبرد با زمان و مکان می‌باشد.

در مدل‌سازی دینامیک سه نوع مدل را برای اجزای سیستم (مبدل‌های حرارتی) در نظر می‌گیرند:

- مدل ورودی خروجی
- مدل مرز متحرک وابسته به فاز
- مدل تفاضل محدود غیر وابسته به فاز

در مدل ورودی خروجی، مبدل حرارتی به‌صورت یک حجم کنترل کلی در نظر گرفته شده و طول و شرایط منطقه‌های مختلف به وجود آمده مبرد در آن لحاظ نمی‌شود و مدل از دقت لازم برخوردار نمی‌باشد. رابطه کلی مدل به‌صورت رابطه (9) برای مبدل حرارتی با روش میانگین دمای لگاریتمی به‌صورت یک حجم کنترل می‌باشد [7].

$$MC\frac{dT}{dt} = |U.A.LMTD - \dot{m}_r\Delta h_{\text{isotherm}}| \quad (9)$$

از کارهای انجام شده در این زمینه کار صنایع و همکاران می‌باشد که مدل‌سازی دینامیک پمپ حرارتی بر پایه موتورگازسوز در حالت سرمایش برای زمان استارت را انجام دادند. آن‌ها با توجه به این که تغییر بارموجب تغییرسرعت و دیگر پارامترهای عملکردی سیستم می‌شود و بنابراین کنترل صحیح و بهینه سیستم در زمان حالات گذرا مهم می‌باشد این مدل‌سازی را انجام دادند. از معادلات انرژی به‌صورت حجم کنترلی برای محاسبه تغییرات دمای اواپراتور و کندانسور با زمان استفاده کردند و آزمایشاتی برای اعتبارسنجی مدل خود انجام دادند و میانگین خطای مدل‌سازی برای پیش بینی ظرفیت سرمایشی 8 درصد بود [8].

در مدل مرز متحرک و تفاضل محدود از معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی مبرد و دیواره و سیال ثانویه در مبدل‌های حرارتی استفاده می‌شود. این معادلات به‌صورت کوپل، غیرخطی و دیفرانسیل جزئی می‌باشند. معادلات مذکور بصورت عمومی بوده و بسیار پیچیده برای حل می‌باشند. بنابراین برای بدست آوردن معادلات مناسب برای حل عددی نیاز به اعمال مفروضاتی از قبیل جریان یک بعدی و عدم لحاظ نمودن رسانش محوری می‌باشد. با در نظر گرفتن جریان یک بعدی دینامیک سیستم نیز لحاظ خواهد شد و سرعت بصورت کمیت اسکالر ظاهر می‌شود. بنابراین متغیرهای وابسته چگالی، سرعت، فشار و انرژی خواهد بود. ژانگ و همکاران اثر به‌کارگیری معادلات مومنتوم را به همراه معادلات بقای جرم و انرژی بررسی کردند. بدین منظور بررسی سه مدل گذرا، پایا و بدون افت فشار را برای معادله مومنتوم در نظر گرفتند و به این نتیجه رسیدند که برای شبیه سازی کل سیستم از آنجایی‌که دینامیک فشار بسیار سریع و اثر آن روی تبادلات انرژی بسیار ناچیز است، در نظر گرفته نمی‌شود و می‌توان از مدل بدون افت فشار استفاده کرد. بنابراین در مدل‌سازی پمپ حرارتی جریان متغیر، فشار مبدل فقط تابعی از زمان لحاظ می‌گردد و از معادلات مومنتوم صرف‌نظر می‌شود [8].

با انجام ساده‌سازی و اعمال مفروضات معادلات حاکم جرم و انرژی مبرد، دیواره و سیال ثانویه به‌صورت معادلات (10) تا (13) خواهد بود [9].

$$\frac{\partial \rho A_{CS}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho u h}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\alpha_r p_r}{A_{CS}}(T_r - T_w) = 0 \quad (11)$$

$$(\rho A c_p)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_r p_r (T_r - T_w) + \alpha_o p_o (T_f - T_w) \quad (12)$$

$$(\rho A c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\dot{m} c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \alpha_o p_o (T_w - T_f) \quad (13)$$

در مدل مرز متحرک وابسته به فاز برای حل معادلات (10) تا (13) مرز متغیر با زمان بین مناطق[2] 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 به‌وجود آید. تعداد حالات ممکن مناطق برای کندانسور پنج و برای اواپراتور سه حالت می‌باشد [6]. به عنوان مثال در "شکل 2" حالت سه منطقه‌ای کندانسور نمایش داده شده است. با توجه به ثابت بودن فشار برای هر منطقه یک مشخصه سیال تعریف می‌شود.

برای هر حجم کنترل پارامترهای موردنیاز سیال به‌صورت یکپارچه در نظر گرفته می‌شود و بدین منظور از معادلات حاکم در طول هر منطقه با استفاده از قاعده لایبنیتز مطابق معادله (14) انتگرال‌گیری می‌شود.

$$\int_{\beta_1(t)}^{\beta_2(t)} \frac{\partial f(t,x)}{\partial t} dx = \frac{d}{dt}\int_{\beta_1(t)}^{\beta_2(t)} f(t,x)dx + f\big(t,\beta_1(t)\big)\frac{d\beta_1(t)}{dt} - f\big(t,\beta_2(t)\big)\frac{d\beta_2(t)}{dt} \quad (14)$$

با انجام انتگرال‌گیری فوق معادلات دیفرانسیل جزئی به معادلات دیفرانسیل معمولی تبدیل خواهد شد که برای حل عددی مناسب‌تر خواهد بود. به عنوان مثال در حالت سه منطقه‌ای کندانسور تعداد 9 متغیر دینامیکی شامل 4 متغیر مربوط به مبرد، 3 متغیر دمای دیواره و 2 متغیر مربوط به مرزهای متحرک می‌باشد که با استفاده از معادلات بقا و استفاده از معادلات تکمیلی بدست می‌آید. پارامترهای ورودی و خروجی و الگوریتم حل معادلات برای مبدل حرارتی در هر گام زمانی در روش مرز متحرک در "شکل 3" نشان داده شده است.

از کارهای انجام شده در زمینه این مدل‌سازی می‌توان به کار شائو و

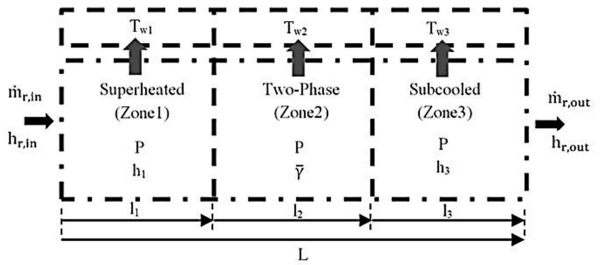


Fig.2 Moving boundary model for condenser (3-zone mode)

شکل 2 مدل مرز متحرک وابسته به فاز برای کندانسور (حالت سه منطقه‌ای)

[1] Throttle valve

[2] Zone

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-28]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.40.7]

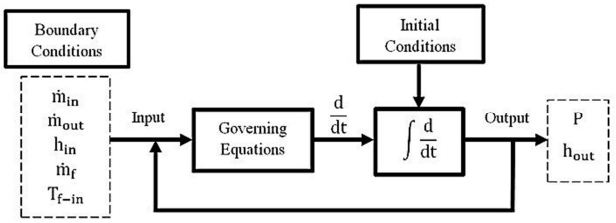


Fig. 3 Solution algorithm in moving boundary method

شکل 3 الگوریتم حل معادلات در روش مرز متحرک

همکاران که مدل‌سازی دینامیک سیستم خنک کننده هوا با چهار مصرف کننده را با روش مرز متحرک انجام دادند اشاره نمود. آن‌ها رفتار سیستم را برای شرایط دینامیک حاصل از تغییر پله‌ای در دور کمپرسور و بازشدگی شیر انبساطی در حالت سرمایش بررسی کردند و برای اعتبارسنجی مدل خود از آزمایش استفاده کردند که از دقت قابل قبولی برخوردار بود [10].

روش مرز متحرک در هنگام ناپدید شدن هر یک از مناطق مبرد مانند زمان استارت دارای محدودیت بوده و قابل استفاده نمی‌باشد.

در زمانی‌که روش حجم متحرک دارای محدودیت باشد (زمانی که هر یک از زون‌ها در حال ناپدید شدن یا به وجود آمدن باشد مانند حالت استارت) از روش تفاضل محدود استفاده شود، حجم کل مبدل به N حجم کنترلی ثابت مطابق "شکل 4" تقسیم می‌شود که برای حجم kام معادلات بقای جرم و انرژی (10) تا (13) با استفاده از گسسته و خطی سازی به معادلات (15) تا (20) تبدیل می‌شود و برای هر گام زمانی تعداد 3N معادله برای N حجم کنترل و 3N مجهول شامل N دمای دیواره، N آنتالپی، N-1 جرم میانی و یک مجهول فشار وجود خواهد داشت. این مدل توانایی رفتار سیال را با جزئیات و پایداری بالا را دارد ولی سرعت آن از مرز متحرک پایین‌تر است [11] .

$$a_k \frac{dP}{dt} + b_k \frac{dh_k}{dt} = \dot{m}_{r,k-1} - \dot{m}_{r,k} \quad (15)$$

$$c_k \frac{dP}{dt} + d_k \frac{dh_k}{dt} = \dot{m}_{r,k-1} h_{k-1} - \dot{m}_{r,k} h_k - \dot{q}_{r,k} \quad (16)$$

$$(MC_p)_{w,k} \frac{dT_{w,k}}{dt} = \dot{q}_{r,k} - \dot{q}_{f,k} \quad (17)$$

$$\dot{q}_{r,k} = \alpha_{i,k} A\left(T_{r,k} - T_{w,k}\right) \quad (18)$$

$$\dot{q}_{f,k} = \alpha_{o,k} A\left(T_{w,k} - T_f\right) \quad (19)$$

$$a_k = V_k \left(\frac{\partial \rho_{r,k}}{\partial P}\right)_{h_k}, b_k = V_k \left(\frac{\partial \rho_{r,k}}{\partial h_k}\right)_P$$
$$c_k = V_k[h_k(\frac{\partial \rho_{r,k}}{\partial P})_{h_k} - 1], d_k = V_k[h_k(\frac{\partial \rho_{r,k}}{\partial h_k})_P + \rho_{r,k}] \quad (20)$$

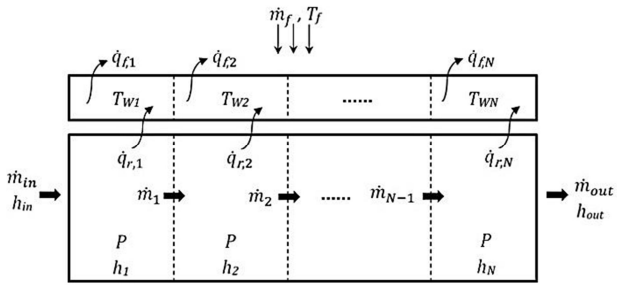


Fig.4 Finite difference model for evaporator

شکل 4 مدل تفاضل محدود برای اواپراتور

از کارهای انجام شده می‌توان به کار وانگ و همکاران برای مدل‌سازی دینامیک کندانسور و اواپراتور در زمان استارت سیستم تبرید با استفاده از معادله جرم و انرژی به روش تفاضل محدود اشاره کرد. آن‌ها یک سری آزمایشات برای اعتبارسنجی مدل خود انجام دادند که به‌عنوان نمونه مقایسه دمای اواپراتور حاصل از مدل‌سازی و آزمایش که میزان خطای مدل‌سازی برای هر زمان حداقل 2 درجه کلوین می‌باشد که مربوط به دقت ضرایب انتقال حرارت استفاده شده، شرایط مرزی و اولیه و مفروضات مدل‌سازی می‌باشد [12].

از آن‌جایی‌که روش مرز متحرک در حالت استارت و خاموشی قابلیت پیش‌بینی صحیح را ندارد و همچنین روش حجم محدود نیز سرعت محاسبه پایینی دارد، بنابراین استفاده از ترکیب این دو مدل (مدل هیبرید) می‌تواند به‌صورت همزمان از سرعت و دقت مدل‌سازی و قابلیت پیش بینی مناسبی برخوردار بوده و استفاده از آن به منظور ارائه استراتژی کارکرد موجب دقت بالاتر و به تبع آن نوسانات کمتر دمایی ساختمان و مصرف انرژی کمتر سیستم خواهد بود.

4- کوپل مدل اجزا و مدل‌سازی پمپ حرارتی

پس از مدل‌سازی کمپرسور و شیر انبساطی به‌صورت پایا و کندانسور و اواپراتور به‌صورت دینامیکی (مدل هیبرید) می‌بایست مدل‌ها را به یکدیگر کوپل کرده و ورودی‌های موردنیاز هر مدل از سایر مدل‌ها و همچنین خروجی هر یک از مدل‌ها را مشخص نمود. "شکل 5" اطلاعات موردنیاز در ورودی و داده‌های حاصل از مدل هر یک از اجزا در خروجی را در مدل کل سیستم پمپ حرارتی نشان می‌دهد.

5- نتیجه‌گیری

به‌منظور ارائه راهبرد و استراتژی عملکرد مناسب سیستم پمپ حرارتی جریان متغیر مبرد با توجه قرار داشتن سیستم در حالات گذرا (به‌دلیل بارهای متغیر ساختمان) به‌عنوان اولین قدم نیاز به مدل‌سازی دینامیک سیستم پمپ حرارتی برای دستیابی به عملکرد مناسب سیستم و نوسانات کمتر دمایی ساختمان و به تبع آن مصرف کمتر انرژی می‌باشد. با بررسی مدل‌های موجود پمپ حرارتی نتایج ذیل حاصل شده است:

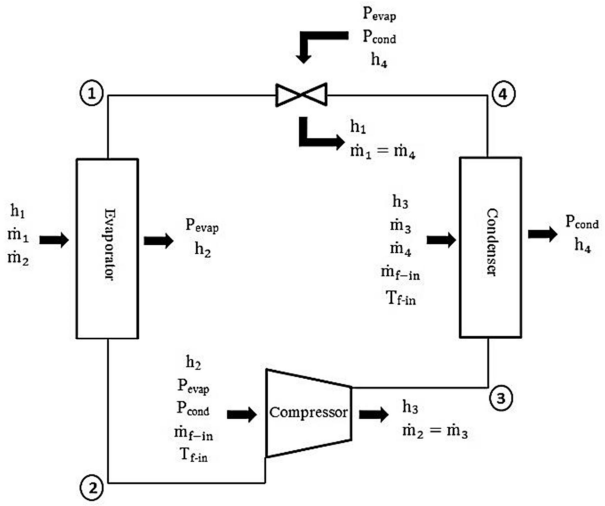


Fig.5 Essential inputs and outputs for components model in a coupled system

شکل 5 داده‌های ورودی و خروجی مورد نیاز مدل اجزا در سیستم کوپل شده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-28]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.40.7]

- مدل مرز متحرک دارای سرعت بالاتر ولی دقت کمتر و عدم امکان استفاده در زمان ناپدید شدن هر یک از مناطق مبرد مانند زمان استارت می‌باشد.
- مدل تفاضل محدود دارای سرعت مدل‌سازی پایین‌تر ولی دقت و پایداری بالاتر بوده و قابلیت استفاده در همه حالات سیستم را دارا می‌باشد.
- با استفاده از ترکیب این دو مدل (مدل هیبرید) می‌توان به‌صورت همزمان از سرعت و دقت مدل‌سازی مناسبی برخوردار بوده و استفاده از آن به منظور ارائه استراتژی کارکرد موجب دقت بالاتر، نوسانات کمتر دمایی ساختمان و به تبع آن مصرف انرژی کمتر سیستم خواهد بود.

6- فهرست علایم

A	مساحت (m^2)
C_d	ضریب تخلیه
h	آنتالپی ($kJkg^{-1}$)
l	طول (m)
M	جرم (kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kgs^{-1})
N	دور
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
p	محیط (m)
$\dot{q}$	نرخ گرما (W)
T	دما (K)
u	سرعت(ms^{-1})
V	حجم (m^3)
$\dot{W}$	توان (Js^{-1})

علایم یونانی

α	ضریب انتقال حرارت (Wm^2K)
$\bar{\gamma}$	متوسط کسر بخار
η	بازده
ρ	چگالی (kgm^{-3})

زیرنویس‌ها

Comp	کمپرسور
cs	سطح مقطع
dis	تخلیه
f	سیال ثانویه
o	بیرونی
r	مبرد
s	آیزنتروپیک
suc	مکش
v	حجمی
w	دیواره
z	ساختمان

7- مراجع

[1] F. Karlsson, *Capacity Control of Residential Heat Pump Heating Systems*, Phd thesis, Department of Energy and Enviroment, Chalmers University of Technology, 2007.

[2] T. N. Aynur, Variable refrigerant flow systems: A review, *Energy Build.*, Vol. 42, No. 7, pp. 1106–1112, 2010.

[3] K. A. James, R. W. James, A. Dunn, A critical survey of dynamic mathematical models of refrigeration systems and heat pumps and their components, *Research Memorandum 97, Inst. of Env. Eng.* Polytechnic of South Bank, London, 1986.

[4] S. Bendapudi and J. E. Braun, *A review of literature on dynamic models of vapor compression equipment*, Research Project, ASHRAE, 2002.

[5] M. Uhlmann and S. S. Bertsch, Theoretical and experimental investigation of startup and shutdown behavior of residential heat pumps, *Int. J. Refrig*., Vol. 35, No. 8, pp. 2138–2149, 2012.

[6] B. Rasmussen, Dynamic modeling for vapor compression systems—Part I: Literature review, *HVAC&R Res*., Vol. 18, No. 5, pp. 934–955, 2012.

[7] 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.

[8] W. Zhang, C. Zhang, and 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.

[9] J. W. Mac Arthur, E. W. Grald, Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data, *International Journal of Refrigeration- Revue Internationale du Froid*, Vol. 12, No. 1, pp. 29-41, Jan, 1989.

[10] S. Shao, H. Xu, and C. Tian, Dynamic simulation of multi-unit air conditioners based on two-phase fl uid network model, *Applied Thermal Engineering*., Vol. 40, pp. 378–388, 2012.

[11] 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.

[12] F. Q. Wang, G. G. Maidment, J. F. Missenden, R. M. Tozer, A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation, *International Journal of Refrigeration*., Vol. 30, No. 5, pp. 887–903, 2007.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-03-28]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.40.7]