

## مدل سازی عددی لوله گرمایی به منظور استفاده در خنک کاری پیل سوختی غشاء پلیمری

دانشجوی دکتری، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران  
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران  
دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اصفهان، اصفهان، ایران  
دانشیار، پژوهشکده مواد و انرژی، اصفهان، ایران  
دکتری، دانشکده فنی و مهندسی، اصفهان، ایران

نگار شاکرمی  
ابراهیم افشاری\*  
احسان بنی اسدی  
سعید اصغری  
سید علی اطیابی

### چکیده

مدیریت گرما در پیل جهت نگر داشتن دمای آن در یک بازه دمایی محدود و مناسب (۶۰-۸۰ درجه سلسیوس) و تلاش جهت یکنواختی توزیع دما در پیل ضروری است؛ زیرا کنترل دمایی پیل سوختی، تأثیر زیادی بر کارایی، بازده و عمر مفید پیل سوختی غشاء پلیمری دارد. یکی از روش های خنک کاری پیل استفاده از مکانیزم تغییر فاز برای کنترل دمایی غیر فعال پیل است. لوله گرمایی، با استفاده از این مکانیزم امکان کنترل یکنواخت دمایی پیل را بدون استفاده از توان پمپ و به صورت غیر فعال فراهم می کند. در این مقاله یک لوله گرمایی برای خنک کاری پیل با توان پایین پیل ۲۰۰ واتی پیشنهاد شده است و به مدل سازی دو فازی و گذرا لوله گرمایی با سیال کاری آب؛ پرداخته شده است. برای بررسی عملکرد لوله گرمایی، مدل حجم سیال و مدل محیط متخلخل استفاده شده است. بررسی همزمان فرایندهای تبخیر و میعان در لوله گرمایی، با نوشتن یک کد کامپیوتری و اضافه کردن آن به نرم افزار Fluent انجام شده است. تطابق خوبی بین داده های تجربی و مدل عددی حاضر وجود دارد و مشاهده می شود که مدل حجم سیال می تواند مدل مناسبی برای پدیده های پیچیده در لوله گرمایی باشد. نتایج نشان می دهند که به کمک خنک کاری با لوله گرمایی، دمای بخش تبخیرکن که همان دمای صفحات دو قطبی پیل است، ۶۹ درجه سلسیوس است که این مقدار در محدوده مناسب عملکرد پیل قرار دارد. در واقع لوله گرمایی قادر به دفع مناسب گرما پیل بوده است؛ ضمن این که توزیع دما داخل پیل نیز نسبتاً یکنواخت است. مقادیر پایین محاسبه شده برای مقاومت حرارتی لوله گرمایی، نشان دهنده بهبود عملکرد سیستم خنک کاری پیل سوختی است.

واژه های کلیدی: پیل سوختی غشاء پلیمری، لوله گرمایی، خنک کاری، مدل حجم سیال (VOF)، جریان دو فازی.

## Numerical Modeling of Heat Pipe for Use in PEM Fuel Cell Cooling

N. Shakarami  
E. Afshari  
E. Baniasadi  
S. Asghari  
S. A. Atyabi

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Isfahan University, Isfahan, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Isfahan University, Isfahan, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Isfahan University, Isfahan, Iran  
Materials and Energy Research Institute, Isfahan, Iran  
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Isfahan University, Isfahan, Iran

### Abstract

Heat management of fuel cell is necessary to maintain the cell temperature in an appropriate temperature range (60-80°C) and to make a uniform temperature distribution in the cell, because the temperature control has a significant impact on the performance, efficiency and life cycle of a polymer membrane fuel cell. One of the passive cooling methods is to use phase change process. The heat pipe facilitates a uniform temperature control of the cell without consumption of electric power. In this paper, a heat pipe for cooling a low-power 200-watt fuel cell is proposed, and the two-phase and transient flow of a heat pipe with water as working fluid is modeled. In order to investigate the performance of the heat pipe, the volume of fluid model and the porous medium model have been used. Simultaneous modeling of evaporation and condensation processes in the heat pipe is performed using a user defined function in the ANSYS Fluent software. There is a good agreement between the experimental data and the present numerical model, and it is concluded that the volume of fluid model is suitable for simulation of the complex phenomena in the heat pipe. The results show that utilization of thermal pipe leads to maintain the temperature of the evaporator section at 69°C, which is equal to the temperature of the bipolar plates of the cell, and it is in the appropriate range of the operating temperature. In fact, the heat pipe is able to dissipate the heat of the cell properly and to maintain a relatively uniform temperature distribution inside the cell, simultaneously. The low values calculated for the thermal resistance of the heat pipe indicate an improvement in the performance of the fuel cell cooling system.

**Keywords:** Polymer electrolyte membrane fuel cell, Heat Pipe, Cooling, Volume of the fluid (VOF) model

گزینه ای مناسب برای سیستم های تولید انرژی است. پیل سوختی یک دستگاه الکتروشیمیایی است که انرژی شیمیایی یک سوخت را به طور مستقیم به انرژی الکتریکی تبدیل می کند و محصولات آن الکتریسته، آب و گرما است. پیل سوختی غشاء پلیمری با مشخصات بارزی از قبیل، چگالی انرژی بالا، راندمان بالا، زمان راه اندازی کوتاه، نداشتن

### ۱- مقدمه

نگرانی ها در مورد محیط زیست و کمبود سوخت های فسیلی، روی آوردن به روش های نوین جایگزین برای منابع انرژی و همچنین استفاده از تجهیزات تبدیل انرژی با کارایی بالا را با اهمیت می کند. فناوری پیل سوختی به عنوان یک منبع تبدیل کننده انرژی پاک،

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: e.afshari@eng.ui.ac.ir.

تاریخ دریافت: ۹۸/۱۲/۱۹

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۷/۱۴

قطعه متحرک و در نتیجه تولید سروصدای کم و دمای عملکرد پایین برای کاربردهای قابل حمل و نقل بسیار مناسب است [۱]. با وجود راندمان بالای پیل سوختی، گرمای تولیدی در آن، قابل مقایسه با توان الکتریکی خروجی است. این گرما باید به طور مؤثر دفع شود تا از گرم شدن اجزای پیل جلوگیری شود. از این رو یکی از چالش‌های فناوری پیل سوختی غشاء پلیمری، مدیریت صحیح گرما و دفع مناسب آن است. از آنجا که غشاء باید دارای رطوبت کافی باشد تا هدایت پروتون را به خوبی صورت دهد، عملکرد پیل در دماهای بالا باعث خشک شدن غشاء، افزایش مقاومت اهمی پیل، انقباض و گسیختگی غشاء می‌شود. عملکرد در دماهای پایین نیز باعث کاهش نرخ واکنش‌ها، ولتاژ، توان خروجی و همچنین باعث میعان آب و وقوع پدیده شناوری در سمت کاتد می‌گردد. علاوه بر محدودیت در جهت افزایش و کاهش دمای پیل، غیر یکنواختی دما نیز باعث می‌شود نرخ واکنش‌های الکتروشیمیایی در محل‌های مختلف پیل متفاوت باشد و باعث ایجاد نقاط داغ در مکان‌های خاصی از پیل و کاهش طول عمر پیل می‌گردد [۱ و ۲].

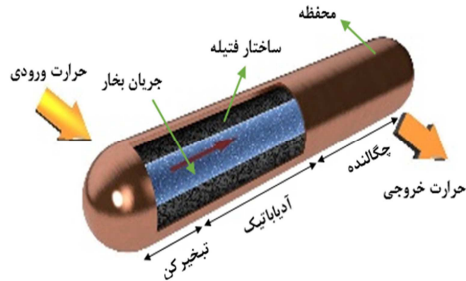
روش‌های خنک‌کاری مختلفی از جمله خنک‌کاری با افزایش هوای کاتد، خنک‌کاری با جریان هوای مجزا، خنک‌کاری با پخش‌کننده‌های گرما، خنک‌کاری با مایع، خنک‌کاری با جریان سیال همراه با تغییر فاز و خنک‌کاری توسط لوله‌های گرمایی با توجه به کاربرد و اندازه پیل سوختی وجود دارد. استفاده از آب یا هوا و عبور آن‌ها از کانال‌های خنک‌کاری تعبیه شده در پیل سوختی غشاء پلیمری، روشی متداول برای خنک‌کاری این پیل است. با این حال، این تکنیک می‌تواند گرادیان دمایی بالایی را درون پیل به خصوص در بارهای بالا ایجاد کند. علاوه بر این ناپیکنواختی دما داخل پیل هنوز هم از مشخصه‌های تمامی کانال‌های خنک‌کاری می‌باشد [۳].

استفاده از لوله گرمایی در سیستم خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری به منظور غلبه بر این مشکل‌ها می‌باشد. در واقع، مزیت لوله گرمایی نسبت به دیگر روش‌های مرسوم این است که می‌تواند مقادیر زیادی گرما را با اختلاف دمای کم در فواصل نسبتاً طولانی انتقال دهد. لوله‌های گرمایی با سیال کاری مایع - فلز می‌توانند رسانایی گرمایی هزار یا حتی ده‌ها هزار برابر بالاتر از بهترین رساناهای فلزی از جمله نقره و مس داشته باشند [۴]. همچنین دیگر مزایای لوله گرمایی ساختار جمع و جور، نداشتن قطعات متحرک، استفاده از تغییر فاز و بدون نیاز به توان خارجی است که موجب سادگی طرح سیستم خنک‌کاری و افزایش راندمان پیل سوختی می‌شود [۵ و ۶].

لوله گرمایی یک وسیله انتقال گرمای دو فازی است که بر اساس فرایند تبخیر و میعان سیال کاری، گرما را از یک مکان گرم به یک مکان سرد توسط نیروهای موینگی تولید شده در یک ماده متخلخل (فتیله) انتقال می‌دهد. در یک شکل معمول، لوله گرمایی شامل یک محفظه آلومینیوم یا مس مهرموم شده است که تا حدی با سیال کاری اشباع شده است. مطابق شکل ۱، ساختار لوله گرمایی از سه منطقه شامل تبخیرکن که نزدیک منبع گرما قرار دارد، چگالنده که در نزدیکی چاه گرمایی است و قسمت میانی که آدیاباتیک نامیده می‌شود، تشکیل شده است [۷]. بخش داخلی لوله گرمایی از یک ساختار فتیله تشکیل شده است که نیروی محرکه موینگی لازم برای انتقال سیال

کاری از منبع سرد (چگالنده) به منبع گرم (تبخیرکن) را فراهم می‌کند. عملکرد لوله گرمایی بدین صورت است که گرمای منتقل شده به دیواره خارجی تبخیرکن، باعث تبخیر سیال کاری شده و سیال کاری به بخار اشباع تبدیل می‌شود. بخار اشباع در اثر اختلاف فشار بین تبخیرکن و چگالنده، از طریق هسته توخالی لوله، به چگالنده منتقل می‌شود. در این منطقه، بخار اشباع با از دست دادن گرمای خود به فاز مایع تبدیل می‌شود. مایع اشباع حاصل، از طریق ساختار فتیله، توسط نیروی موینگی به تبخیرکن بازگردانده می‌شود. این فرایند تا زمانی که فشار موینگی کافی برای بازگرداندن مایع به تبخیرکن وجود داشته باشد، ادامه می‌یابد [۶]. انواع مختلفی از لوله گرمایی براساس مکانیسم‌های مختلف بازگشت سیال کاری از چگالنده به تبخیرکن از جمله استفاده از نیروی گرانش، ساختار موینگی، غشای اسمزی یا استفاده از نیروی گریز از مرکز وجود دارد [۸]. مطالعات متعددی بر روی لوله گرمایی با کاربردهای مختلف از جمله ذخیره انرژی در سیستم‌های گرمایشی، تهویه و سیستم‌های تهویه مطبوع، خنک‌کاری تجهیزات الکتریکی و کاربردهای فضایی انجام گرفته است [۸-۱۴]. اما مطالعات تجربی و عددی بسیار کمی بر روی لوله گرمایی برای استفاده در پیل سوختی به منظور خنک‌کاری آن انجام شده است.

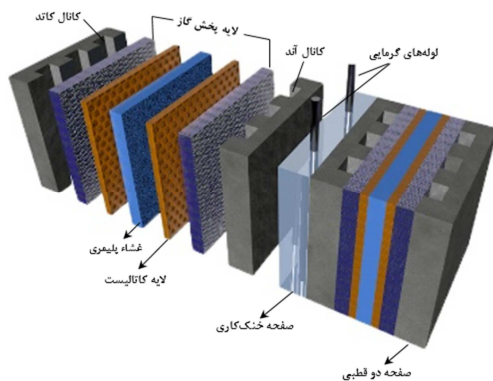
تحلیل عددی و تجربی یک لوله گرمایی تخت نازک به عنوان جایگزینی مطمئن برای خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری توسط ارو و همکاران [۱۵] ارائه شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که لوله گرمایی قادر به دفع گرما تا ۱۲ وات، با توجه به دمای عملکرد لوله گرمایی است. مدل نظری پیشنهادی آن‌ها و ادغام آن به عنوان یک سیستم خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری، مطابقت خوبی با داده‌های تجربی داشت. فقری و گوو [۱۶] کاربرد تکنولوژی لوله گرمایی در سیستم‌های پیل سوختی را مورد بررسی قرار دادند. به منظور بهبود انتقال حرارت در پیل، دو طرح توده پیل با لوله‌های گرمایی استفاده شد. در طرح اول، لوله‌های گرمایی میکرو در صفحات دو قطبی تعبیه شده‌اند. طرح دیگر شامل لوله‌های گرمایی تخت در صفحات دو قطبی است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که لوله گرمایی وسیله‌ای قابل اطمینان برای کنترل در سیستم‌های پیل سوختی است. شیرزادی و همکاران [۱۷] لوله‌های گرمایی مینیاتوری ترموسیفون را به منظور خنک‌کاری یک پیل سوختی استفاده کردند. آزمایشات برای سه سناریو مختلف در بخش چگالنده لوله گرمایی شامل خنک‌کاری از طریق جابه‌جایی آزاد، جابه‌جایی اجباری با هوا و همچنین آب انجام شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از آب عنوان سیال کاری در بخش چگالنده لوله گرمایی، کارآمدترین روش است که می‌تواند توده پیل سوختی را در محدوده ایده‌آل با حداقل مصرف توان و تعداد قابل قبولی از لوله‌های گرمایی نگاهدارد. عملکرد لوله گرمایی نوسانی برای کاربرد در خنک‌کاری پیل سوختی توسط کلیمنت و همکاران [۱۸] به صورت تجربی بررسی شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که قرار دادن لوله‌های گرمایی نوسانی در صفحات دو قطبی، نیاز به تجهیزات خنک‌کاری کمکی را از بین می‌برد و در نتیجه باعث کاهش تلفات پارازیتی و افزایش تولید انرژی می‌شود. طراحی یک سیستم ساخته شده از یک حلقه پمپاژ



شکل ۱- طرحواره یک لوله گرمایی معمولی و اصول عملکرد

## ۲- پیل سوختی غشاء پلیمری همراه با لوله گرمایی

برای خنک‌کاری یک توده پیل سوختی غشاء پلیمری ۲۰۰ واتنی که شامل ۱۰ سل ۲۰ واتنی است؛ دو عدد لوله گرمایی با توان ۱۲ وات استفاده می‌شود [۱۵]. لوله‌های گرمایی در مقیاس کوچک استفاده شده است. مطابق شکل ۲، لوله‌های گرمایی به صورت عمودی در صفحات دو قطبی پیل قرار گرفته‌اند. بخش تبخیرکن لوله گرمایی در صفحات دو قطبی پیل سوختی تعبیه شده است. تا گرمای تولیدی در پیل سوختی را گرفته و از طریق ناحیه چگالنده به محیط اطراف منتقل کند.



شکل ۲- صفحات دو قطبی پیل سوختی غشاء پلیمری همراه با لوله‌های گرمایی

طرحواره‌ای از لوله گرمایی در شکل ۳ نشان داده شده است. لوله گرمایی با شعاع داخلی ( $r_i$ ) و خارجی ( $r_o$ ) به ترتیب ۰/۴ و ۱/۵ میلیمتر، از جنس فولاد ضد زنگ (۳۱۶) ساخته شده است. لوله گرمایی شامل سه منطقه، تبخیرکن با طول  $L_e$ ، آدبایاتیک با طول  $L_a$ ، چگالنده با طول  $L_c$  به ترتیب ۱۰، ۷۰ و ۳۰ میلیمتر است. آب نیز به عنوان سیال کاری در نظر گرفته شده است. ساختار فتیله نیز از نوع پودر فلزی با ضخامت  $t_w$  برابر ۰/۶ میلیمتر است. ویژگی‌های سیال کاری و ساختار فتیله در جدول ۱ آمده است.

مویبندی<sup>۱</sup> متصل به مجموعه‌ای از لوله‌های گرمایی هدایت ثابت، به عنوان جایگزینی برای خنک‌کاری و کنترل گرمایی پیل سوختی توسط سیلوا و همکاران [۱۹] پیشنهاد شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که تمام آزمایشات با سیستم پیشنهادی برای پراکندگی گرما و حفظ دمای کاری در محدوده مورد نظر برای پیل سوختی موفق بوده است. رویلر و همکاران [۲۰] به منظور خنک‌کاری پیل سوختی، استفاده از لوله‌های گرمایی تخت در مقیاس کوچک را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه، ساختارهای مختلف فتیله و سیال کاری مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که لوله گرمایی ساخته شده از شیارهای طولی در جهت ترموسیفون، با استفاده از متانول به عنوان سیال کاری بهترین نتیجه را دارد. به منظور بهبود عملکرد سیستم خنک‌کاری پیل سوختی در کاربرد فضایی، استفاده از لوله‌های گرمایی با دو جنس متفاوت مس و تیتانیوم توسط بورک [۲۱] مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان می‌دهد که بدون در نظر گرفتن هزینه بالای تیتانیوم، لوله گرمایی با جنس تیتانیوم به دلیل سبک‌تر بودن دارای عملکرد بهتری است. استفاده از لوله گرمایی دما بالا در پیل سوختی اکسید جامد به منظور توزیع یکنواخت دما و بهبود عملکرد پیل، توسط زنگ و همکاران [۲۲] انجام شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که گرادیان دما در امتداد محور لوله کاهش یافته است و موجب بهبود عملکرد الکتروشیمیایی پیل سوختی می‌شود. دلیلینگ و همکاران [۲۳] یک مدل سه بعدی از ادغام لوله‌های گرمایی فلز-مایع مسطح در ساختار توده پیل سوختی اکسید جامد، به منظور کاهش گرادیان دما و حذف گرما ارائه دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که گرادیان دما درون پیل سوختی کاهش قابل توجهی داشته است.

مطالعات در مورد کاربرد لوله گرمایی برای خنک‌کاری پیل سوختی کم بوده و محدود به موارد اشاره شده در بالا می‌شود. در کارهای انجام شده؛ مدلی بسیار ساده برای لوله گرمایی در نظر گرفته شده است و عملکرد لوله گرمایی و به تبع آن عملکرد حرارتی پیل سوختی بررسی شده است. در بسیاری موارد نیز لوله گرمایی به عنوان یک لوله معمولی با ضریب رسانایی گرمایی بالا در نظر گرفته شده و عملکرد حرارتی پیل سوختی بررسی شده است. در این مقاله به بررسی عملکرد لوله گرمایی به صورت عددی به کمک یک مدل دو فازی و گذرا پرداخته شده است. در این مدل‌سازی، مدل حجم سیال و مدل محیط متخلخل استفاده شده است. از آنجایی که نرم افزار Fluent قادر به تحلیل همزمان فرایندهای تبخیر و میعان نیست؛ با نوشتن یک کد کامپیوتری<sup>۲</sup> در زبان C و اضافه کردن آن به این نرم‌افزار، این فرایندها مدل‌سازی شده است و توزیع دما در بدنه لوله گرمایی و به تبع آن صفحات قطبی پیل سوختی که این لوله‌ها در این صفحات تعبیه شده‌اند، بررسی شده است.

<sup>۱</sup> Capillary Pumped Loop (CPL)

<sup>۲</sup> User Defined Function (UDF)

### ۱-۳- معادله پیوستگی

معادله پیوستگی برای سیال همراه با تغییر فاز به صورت زیر بیان می‌شود [۲۴].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = S_m \quad (1)$$

در رابطه بالا،  $\alpha_v$ ،  $\rho_v$ ،  $\vec{v}_v$  به ترتیب کسر حجمی، چگالی و بردار سرعت فاز بخار است.  $S_m$  عبارت چشمه جرمی برای محاسبه انتقال جرم در طول تبخیر و میعان است. معادله (۱)، معادله کسر حجمی نامیده می‌شود و این معادله برای فاز اولیه به کار نمی‌رود. کسر حجمی فاز اولیه بر اساس معادله (۲) به دست می‌آید [۲۴].

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1 \quad (2)$$

### ۲-۳- معادله بقا مومنتوم

معادله بقا مومنتوم در محیط متخلخل و جریان دو فازی به صورت معادله (۳) تعریف می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \vec{v} \vec{v}) = -\varepsilon \nabla p + \nabla \cdot (\varepsilon \vec{\tau}) + \rho \vec{g} + S_u \quad (3)$$

در معادله بالا،  $p$  فشار استاتیک،  $\vec{v}$  بردار سرعت،  $\vec{\tau}$  تانسور تنش،  $\rho \vec{g}$  نیروی حجمی (گرانش)،  $\varepsilon$  ضریب تخلخل محیط متخلخل می‌باشد. ضریب تخلخل در ناحیه هسته لوله گرمایی برابر یک است. همچنین،  $S_u$  شامل عبارت چشمه وابسته به مدل است [۲۵].

### ۳-۳- معادله بقا انرژی

معادله بقا انرژی در محیط متخلخل همراه با جریان دو فازی به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon \rho_f E_f + (1-\varepsilon)\rho_s E_s) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho_f E_f + p)) = \nabla \cdot \left[ k_{eff} \nabla T - \left( \sum_i h_i J_i \right) \right] + S_f^h + S_E \quad (4)$$

در رابطه بالا،  $E_f$  انرژی کل سیال،  $E_s$  انرژی کل محیط متخلخل،  $\rho_f$  چگالی سیال،  $\rho_s$  چگالی محیط جامد،  $k_{eff}$  رسانایی گرمایی مؤثر،  $T$ ، دما،  $J_i$  شار انتشار برای گونه  $i$ ،  $S_f^h$  عبارت چشمه آنتالپی سیال و  $S_E$  عبارت چشمه ناشی از تغییر فاز سیال است [۲۵].

### ۴-۳- مدل محیط متخلخل

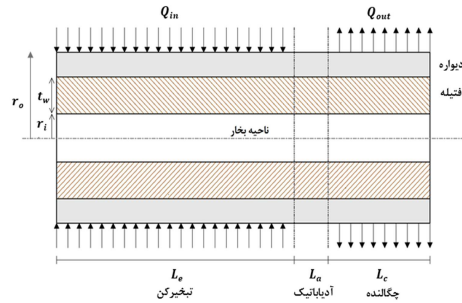
عبارت چشمه  $S_u$  در معادله ۳ برای محیط متخلخل به صورت زیر بیان می‌شود. این معادله نشان دهنده نیروی پسای اضافی است که بر سیال داخل حفره اعمال می‌شود.

$$S_u = -\frac{\mu \varepsilon^2 \vec{v}}{K_p} - \frac{\varepsilon^3 \rho C_F}{\sqrt{K_p}} |\vec{v}| \vec{v} \quad (5)$$

در رابطه بالا،  $K_p$  نفوذپذیری و  $C_F$  فاکتور پسای درجه دوم است که به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۶].

$$C_F = \frac{1.75}{\sqrt{150 \varepsilon^3}} \quad (6)$$

نفوذپذیری ساختار متخلخل برای پودر فلز کروی سخت شده، بر



شکل ۳- هندسه لوله گرمایی به همراه نواحی مختلف آن

جدول ۱- خواص محفظه، فیتله و سیال کاری و شرایط عملیاتی

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
چگالی	$\rho_s$	$\text{kg.m}^{-3}$	۸۰۳۰
گرمای ویژه	$C_{ps}$	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	۵۰۲/۴۸۰
رسانایی گرمایی دیواره	$k_s$	$\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$	۱۶/۲۷۰
ضریب تخلخل فیتله	$\varepsilon$	-	۰/۵۰۰
نفوذپذیری فیتله	$K_p$	$\text{m}^2$	$۵/۴۵۸ \times 10^{-11}$
چگالی مایع	$\rho_l$	$\text{kg.m}^{-3}$	۹۹۸/۲۰۰
چگالی بخار	$\rho_v$	$\text{kg.m}^{-3}$	۰/۵۵۰
گرمای ویژه مایع	$C_{pl}$	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	۴۱۸۲
رسانایی گرمایی مایع	$k_l$	$\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$	۰/۶۰۰
رسانایی گرمایی بخار	$k_v$	$\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$	۰/۰۲۶
لزجت دینامیکی مایع	$\mu_l$	$\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$	۰/۰۰۱
لزجت دینامیکی بخار	$\mu_v$	$\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$	$۱/۳۴ \times 10^{-5}$
فشار اشباع	$P_{sat}$	Pa	۱۹۹۴۶
دمای اشباع	$T_{sat}$	K	۳۳۳/۲۰۰
گرمای نهان	$h_{fg}$	$\text{J.kg}^{-1}$	$۲۳۵۸ \times 10^3$

### ۳- معادلات حاکم

به منظور مدل‌سازی عددی لوله گرمایی، معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در حالت گذرا و برای سیال همراه با تغییر فاز استفاده می‌شوند. در این مدل‌سازی، فرضیات زیر به کار می‌رود.

- جریان لایه‌ای و تراکم‌ناپذیر است
- خواص ترموفیزیکی دیواره، فیتله و سیال کاری ثابت است.
- فاز مایع و بخار در دمای کاری به صورت اشباع است.
- لوله گرمایی در جهت عمودی در نظر گرفته شده است در واقع با توجه به این‌که چگالنده بالای تبخیرکن لوله گرمایی قرار دارد؛ نیروی گرانش به نیروی موینگی کمک کرده تا بخار آب مایع شده از چگالنده به سمت تبخیرکن حرکت کند.
- اثر زاویه تماس<sup>۱</sup>، در ناحیه آدیاباتیک، چگالنده و تبخیرکن لوله گرمایی در نظر گرفته شده است. مقادیر زاویه تماس این نواحی به ترتیب ۰، ۹۰، ۹۰ و ۱۰ درجه است.

<sup>1</sup> Contact angle

$$k_f = \alpha_1 k_l + \alpha_v k_v \quad (14)$$

### ۳-۶- مدل تبخیر- میعان

در این مطالعه، به منظور شبیه‌سازی همزمان فرایندهای تبخیر و میعان، یک کد کامپیوتری نوشته شده و به عنوان یک تابع تعریف شده توسط کاربر برای تکمیل حل جریان سیال و انتقال حرارت به نرم‌افزار Fluent اضافه شده و مورد استفاده قرار گرفته است. این تابع، برای محاسبه انتقال جرم و حرارت بین فازهای مایع و بخار در طی فرایند تبخیر و میعان به کار می‌رود. در جدول ۲، عبارتهای چشمه مورد استفاده برای محاسبه انتقال جرم و انرژی ارائه شده است. عبارت چشمه جرمی ( $S_m$ )، به معادله کسر حجمی و عبارت چشمه انرژی ( $S_E$ )، به معادله انرژی اضافه می‌شود. همچنین،  $T_{mix}$  دمای مخلوط فاز مایع و بخار،  $T_{sat}$  دمای اشباع و LH گرمای نهان تبخیر است.

جدول ۲- عبارتهای چشمه جرم و انرژی [۲۴]

معادله	فرایند	فاز	عبارت
(۱۵)	تبخیر ( $T_{mix} > T_{sat}$ )	مایع	$S_M = -0.1\alpha_1 \rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$
(۱۶)		بخار	$S_M = 0.1\alpha_1 \rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$
(۱۷)	میعان ( $T_{mix} < T_{sat}$ )	مایع	$S_M = 0.1\alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$
(۱۸)		بخار	$S_M = -0.1\alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}}$
(۱۹)	تبخیر ( $T_{mix} > T_{sat}$ )		$S_E = -0.1\alpha_1 \rho_l \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}} LH$
(۲۰)	میعان ( $T_{mix} < T_{sat}$ )		$S_E = 0.1\alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T_{mix}}{T_{sat}} LH$

### ۳-۷- شرایط مرزی و اولیه

گرمای تولیدی در پیل سوختی باید از طریق تبخیرکن لوله گرمایی دفع شود. در واقع در بخش تبخیرکن، شار گرمایی ثابت تولیدی در پیل به عنوان شرط مرزی اعمال می‌شود. یک شرط مرزی شار گرمایی صفر برای ناحیه آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. همچنین، خنک‌کاری بخش چگالنده لوله گرمایی که خارج از پیل سوختی قرار می‌گیرد، شرط مرزی جابه‌جایی اجباری، با ضریب انتقال گرما جابه‌جایی برابر  $25 W \cdot m^{-2} K^{-1}$  اعمال می‌شود. در شروع حل فرض شده است که در ناحیه هسته لوله گرمایی، مقدار مایع صفر است و ۶۰ درصد فیتله از آب مایع پر شده است.

### ۳-۸- روش حل عددی

در این مقاله، یک مدل عددی و دو بعدی لوله گرمایی انتخاب شده و به منظور تحلیل عملکرد آن از نرم‌افزار Ansys-Fluent استفاده شده است. به منظور کاهش حجم محاسبات، شرط مرزی تقارن محوری برای نیمی از لوله گرمایی در نظر گرفته شده است. مدل محیط متخلخل و مدل چند فازي حجم سیال در محاسبات استفاده

اساس معادله بلک-کوزینی<sup>۱</sup> محاسبه می‌شود [۲۶].

$$K_p = \frac{d^2 \cdot \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (7)$$

که  $d$  قطر پودر فاز می‌باشد.

برای تعیین رسانایی گرمایی مؤثر برای فیتله نوع پودر فلزی در معادله (۵)، مدل چاوداری و بهانداری<sup>۲</sup> به کار می‌رود [۲۷].

$$k_w = (k_{max})^n \cdot (k_{min})^{1-n} \quad (8)$$

$$k_{max} = \varepsilon \cdot k_l + (1-\varepsilon) \cdot k_s \quad (9)$$

$$k_{min} = \frac{(k_l \cdot k_s)}{[\varepsilon \cdot k_s + (1-\varepsilon) \cdot k_l]} \quad (10)$$

$k_l$  رسانایی گرمایی مایع و  $k_s$  رسانایی گرمایی محیط جامد است.

### ۳-۵- مدل حجم سیال

در جریان‌های چند فازي، فصل مشترک بین فازها ثابت نبوده و ویژگی‌های فیزیکی از جمله چگالی و لزجت در فصل مشترک، بین فازهای مختلف تغییر می‌کند. به همین دلیل مدل‌سازی عددی جریان‌های چند فازي دشوارتر از یک جریان تک فازي است. در مطالعه حاضر از روش حجم سیال (VOF) برای بررسی جریان‌های چند فازي استفاده شده است. در این مدل، یک مجموعه واحد از معادلات مومنتوم برای تمامی سیالات مخلوط نشده (یا فازهای مختلف یک سیال) در کل دامنه، حل می‌شود. در مدل حجم سیال، معادله مومنتوم به کسر حجمی تمام فازها از طریق چگالی میانگین و لزجت دینامیکی متوسط، وابسته است. خواص در مدل VOF به صورت زیر به دست می‌آیند [۲۴].

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_v \mu_v \quad (11)$$

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v \quad (12)$$

در معادله (۳)،  $S_u$  برای جریان دو فازي شامل نیروی خارجی است که به سیال اعمال می‌شود. به منظور تعیین اثر کشش سطحی در امتداد فصل مشترک بین مایع و بخار، مدل نیروی سطح پیوسته<sup>۳</sup> پیشنهاد شده توسط بریکبیل<sup>۴</sup> به معادله مومنتوم اعمال می‌شود.

$$F_{cs} = \sum_{pairs.l.v.l < v} \sigma_{lv} \frac{\alpha_l \rho_l c_l \nabla \alpha_l + \alpha_v \rho_v c_v \nabla \alpha_v}{\frac{1}{2}(\rho_l + \rho_v)} \quad (13)$$

در رابطه بالا،  $\sigma_{lv}$  ضریب کشش سطحی و  $c$  انحناي سطح بین فاز  $l$  و  $v$  است [۲۴].

در معادله (۴)،  $S_E$  عبارت چشمه انرژی شامل سهم تبخیر و میعان است. همچنین ضریب رسانایی گرمایی متوسط در این معادله، به صورت زیر است [۲۴].

<sup>1</sup> Blake-Kozeny

<sup>2</sup> Chaudary and Bhandari's model

<sup>3</sup> Continuum Surface Force (CSF)

<sup>4</sup> Brackbill

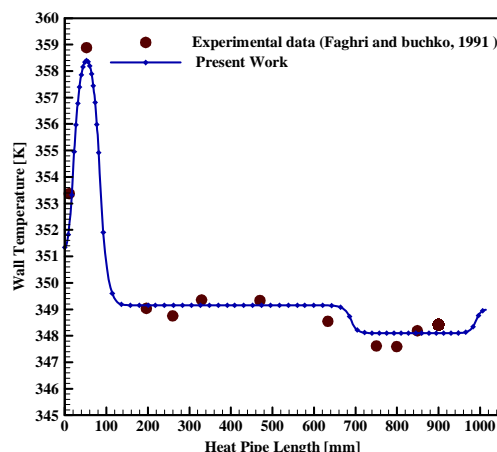
ج) مصرف قسمتی از توان پیل سوختی در سیستم خنک‌کاری حداقل باشد. به عبارتی توان پارازیتی سیستم حداقل باشد. به عنوان نمونه در سیستم خنک‌کاری با یک سیال (هوا یا آب) باید افت فشار سیال خنک‌کاری حداقل باشد تا به تبع آن توان استفاده شده در پمپ (بخشی از توان پیل) حداقل باشد.

در شکل ۵، تغییرات دمای دیواره لوله گرمایی بر حسب طول لوله در حالت عملکرد پایا نشان داده شده است. باید توجه داشت که بخش تبخیرکن لوله گرمایی داخل پیل سوختی قرار دارد. این بخش گرمای پیل را گرفته و به بیرون از پیل منتقل می‌کند. نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از لوله گرمایی، دمای بخش تبخیرکن که در واقع همان دمای صفحات دو قطبی پیل سوختی است؛ در حالت دائم تقریباً ۶۹ درجه سلسیوس می‌باشد. در واقع لوله گرمایی گرمای پیل را به اندازه کافی از پیل دفع کرده است؛ به طوری که دمای پیل در محدوده مناسب عملکردی ( $80^{\circ}\text{C} - 50^{\circ}\text{C}$ ) قرار گرفته است و دمای پیل بیش از اندازه بالا نرفته است. می‌دانیم که دمای بالای پیل منجر به خشک شدن غشاء و به تبع آن افزایش افت اهمی غشاء می‌شود. همچنین، اختلاف دمای پیل سوختی بین نواحی مختلف آن نباید بیشتر از حدود ۱۰ درجه سلسیوس باشد که با قرار دادن لوله گرمایی و خنک کردن آن، به این هدف نیز دست یافته‌ایم. گرمای تولیدی در پیل سوختی، در ناحیه تبخیرکن جذب می‌شود که این امر موجب افزایش دما در این ناحیه می‌شود. این افزایش دما به دلیل انتقال گرمای رسانشی در ناحیه آدیاباتیک نیز مشاهده می‌شود. در ناحیه چگالنده، با تغییر فاز بخار به مایع در ناحیه چگالنده کاهش دما مشاهده می‌شود. دمای چگالنده در این وضعیت تقریباً ۴۷ درجه سلسیوس است. این مایع به دلیل نیروی موینگی به سمت ناحیه تبخیرکن کشیده می‌شود و مجدداً چرخه تکرار می‌شود. همچنین، مطابق شکل ۵، لوله گرمایی علاوه بر این که گرمای پیل را به اندازه کافی دفع کرده است؛ توزیع دما در داخل پیل سوختی (بخش تبخیرکن) نیز نسبتاً یکنواخت است. یکنواختی دمای پیل سوختی منجر به یکنواختی نرخ واکنش در سرتاسر لایه کاتالیست و به تبع آن یکنواختی دانسیته جریان می‌شود. علاوه بر دو پارامتر کلیدی اشاره شده در پیل سوختی (دفع گرما و یکنواختی دما) که به کمک لوله گرمایی این دو پارامتر دارای مقادیر مناسبی هستند، برگشت سیال از چگالنده به تبخیرکن و برعکس مستلزم مصرف توان در پیل سوختی نیست. به عبارتی استفاده از لوله گرمایی به منظور خنک‌کاری پیل در واقع یک سیستم غیر فعال است و توان پارازیتی سیستم خنک‌کاری به حداقل می‌رسد.

می‌شود. نرم افزار Fluent قادر به مدل‌سازی همزمان فرایند تبخیر و میعان نیست؛ به همین دلیل یک کد کامپیوتری برای تکمیل حل توسط Fluent استفاده شده است. این کد در واقع برای محاسبه انتقال جرم و انرژی در فصل مشترک مایع - بخار در طی فرایندهای تبخیر و میعان به کار رفته است که توسط عبارات‌های چشمه در معادلات پیوستگی و انرژی اعمال می‌شوند. همچنین معادلات حاکم با استفاده از الگوریتم SIMPLE حل شده است. طرح آپ ویند مرتبه دوم برای تعیین مومنتوم و انرژی در مدل گنجانده شده است. برای محاسبه انتقال جرم و انرژی در طی فرایندهای تبخیر و میعان، دمای  $333/2$  کلونین به عنوان دمای جوش در نظر گرفته شده است و گرمای نهان برابر  $2358 \times 10^3 \text{ J/kg}$  است. با شروع شبیه‌سازی، مایع داخل تبخیرکن گرم شده و با گرفتن حرارت دمای آن افزایش می‌یابد. هنگامی که دمای آن بالاتر از دمای اشباع شود، تبخیر شروع شده و تغییر فاز رخ می‌دهد. سپس بخار از طریق هسته لوله گرمایی به چگالنده منتقل می‌شود و میعان اتفاق می‌افتد.

#### ۴- نتایج

به منظور اعتبارسنجی مدل لوله گرمایی ارائه شده، نتایج عددی حاصل از مطالعه حاضر با داده‌های تجربی مرجع [۲۸] مقایسه شده است. بدین منظور، تغییرات دمای دیواره بر حسب طول لوله گرمایی در شکل ۴ نشان داده شده است. لوله گرمایی با ابعاد مرجع [۲۸] و از جنس مس با سیال کاری آب مدل‌سازی شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود؛ حل عددی حاضر تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارد. به دلیل بلند بودن طول ناحیه آدیاباتیک، انتقال حرارت در این ناحیه بسیار ناچیز است و دما برابر دمای اشباع می‌باشد.



شکل ۴- دمای دیواره لوله گرمایی در مدل عددی و داده‌های آزمایشگاهی مرجع [۲۸]

سیستم مدیریت حرارت در پیل سوختی باید سه هدف زیر را به طور همزمان انجام دهد.

الف) گرمای پیل را به اندازه کافی دفع کند؛ به طوری که دمای پیل در محدوده مجاز طراحی پیل قرار گیرد.

ب) توزیع دما داخل پیل یکنواخت باشد. توزیع دمای یکنواخت پیل به توزیع یکنواخت دانسیته جریان داخل پیل کمک می‌کند.

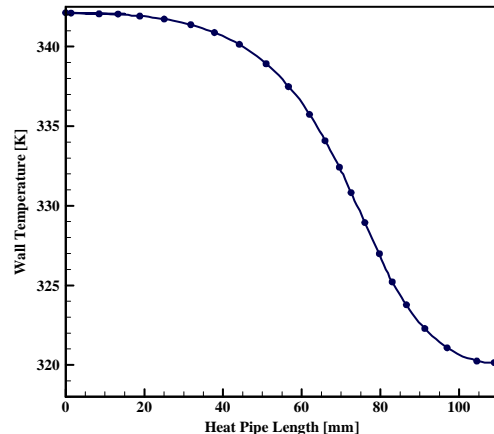
در این رابطه،  $T_{evap,avg}$  و  $T_{cond,avg}$  به ترتیب دمای متوسط تبخیرکن و چگالنده و  $Q_{in}$  حرارت ورودی به بخش تبخیرکن است. شکل ۹ دو مقاومت اصلی در سیستم خنک‌کاری را نشان می‌دهد. همچنین مقاومت سیستم خنک‌کاری بخش چگالنده، بر اساس رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود.

$$R_{cond} = \frac{1}{hA} \quad (22)$$

در این رابطه،  $h$  ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی سیال و  $A$  مساحت چگالنده است.

با توجه به نتایج، دمای متوسط تبخیرکن و چگالنده به ترتیب  $66/45$  و  $48/7$  درجه سلسیوس است. بنابراین مقاومت حرارتی یک لوله گرمایی برابر  $1/48$  کلوین بر وات محاسبه می‌شود. مقاومت پایین لوله گرمایی به مفهوم عملکرد بهتر لوله گرمایی است.

مقاومت حرارتی سیستم خنک‌کاری بخش چگالنده، با توجه به مساحت ناحیه چگالنده ( $0.2827 \text{ m}^2$ )، برابر  $141/49$  کلوین بر وات است. مقاومت کلی سیستم خنک‌کاری مجموع مقاومت دو لوله گرمایی و مقاومت سیستم خنک‌کاری بخش چگالنده است. این مقدار برابر  $71/485$  کلوین بر وات می‌باشد. پایین بودن مقاومت حرارتی سیستم، نشان دهنده بهبود عملکرد سیستم خنک‌کاری پیل سوختی است.

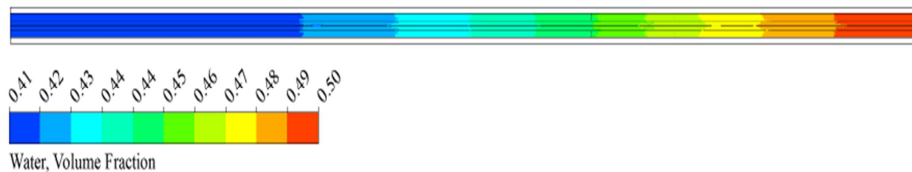


شکل ۵- دمای دیواره لوله گرمایی بر حسب طول لوله

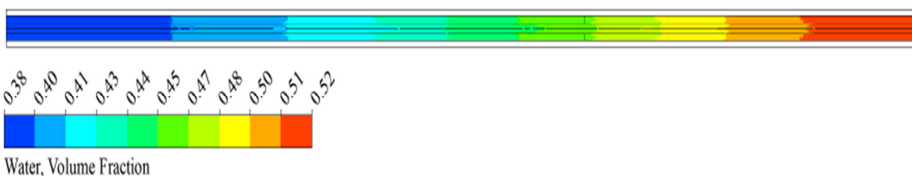
تغییرات کسر حجمی آب مایع و بخار آب در زمان‌های مختلف در طول کل لوله گرمایی، به ترتیب در شکل‌های ۶ و ۷ نشان داده شده است. بخش تبخیرکن لوله گرمایی داخل پیل سوختی قرار دارد. سیال در داخل تبخیرکن با جذب گرمای پیل گرم می‌شود و دمای سیال در این ناحیه افزایش می‌یابد. هنگامی که دمای سیال بالاتر از دمای اشباع شود؛ تغییر فاز رخ می‌دهد. با گذشت زمان و با تغییر فاز پیوسته، از میزان آب مایع در تبخیرکن کاسته شده و مقدار بخار آب در این ناحیه افزایش می‌یابد. در بخش چگالنده، سیال با از دست دادن حرارت، میعان رخ می‌دهد و در نتیجه کسر حجمی بخار کاهش و کسر حجمی مایع افزایش می‌یابد. در واقع روند تغییر فاز در تبخیرکن و چگالنده معکوس یکدیگر است. در همه زمان‌ها، تغییرات دمای بدنه لوله گرمایی در بخش تبخیرکن که همان دمای صفحات خنک‌کاری است؛ تقریباً ثابت است. این موضوع در شکل ۸ با وضوح بیشتر نشان داده شده است.

شکل ۸ تغییرات دمای دیواره لوله گرمایی بر حسب زمان را نشان می‌دهد. با جذب گرمای تولیدی پیل سوختی توسط تبخیرکن، افزایش دما در این ناحیه رخ می‌دهد. در ناحیه چگالنده با دفع گرما، میعان اتفاق می‌افتد. مشاهده می‌شود که با گذشت زمان و وقتی که دما از دمای اشباع بالاتر رود؛ در تبخیرکن تبخیر اتفاق می‌افتد. در زمان‌های اولیه تغییرات دمای تبخیرکن کمتر است. با شروع تبخیر و ادامه این فرایند، تغییرات دما در ناحیه تبخیرکن محسوس‌تر می‌باشد. در زمان نزدیک به ۱۲۰ ثانیه حل تقریباً به حالت پایا رسیده و دمای بدنه با گذشت زمان تغییر محسوسی نداشته است. یکی از مزایای اصلی پیل سوختی غشاء پلیمری، زمان راه‌اندازی کوتاه آن است. زمان رسیدن به حالت دائم سیستم خنک‌کاری با لوله گرمایی نیز ۱۲۰ ثانیه می‌باشد که تقریباً هم مرتبه با زمان دائم شدن عملکرد الکتروشیمیایی پیل سوختی غشاء پلیمری می‌باشد. اگر زمان رسیدن به حالت دائم سیستم خنک‌کاری خیلی طولانی باشد، دمای پیل در طی این مدت زیاد بوده و تأثیر منفی بر عملکرد کلی پیل سوختی می‌گذارد. استفاده از لوله گرمایی برای خنک‌کاری پیل سوختی از این منظر نیز مناسب است. مقاومت حرارتی لوله گرمایی، بر اساس معادله زیر محاسبه می‌شود.

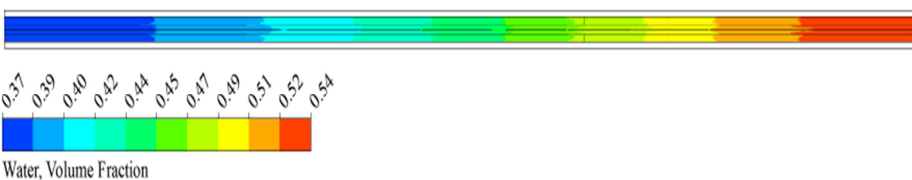
$$R_{hp} = \frac{T_{evap,avg} - T_{cond,avg}}{Q_{in}} \quad (21)$$



(الف)

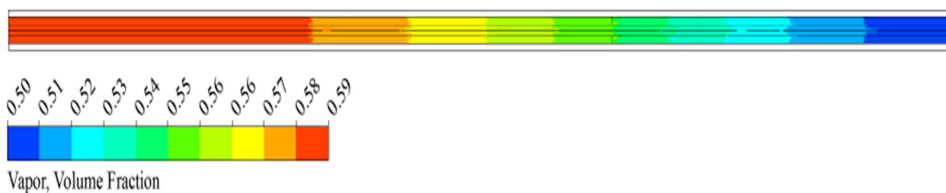


(ب)

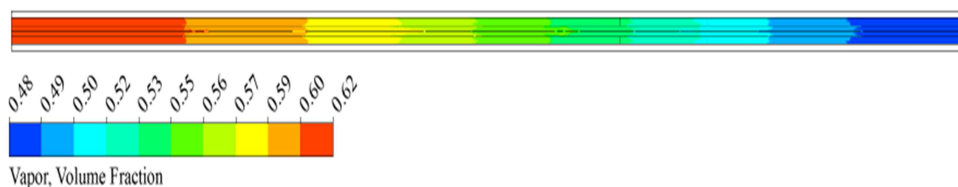


(ج)

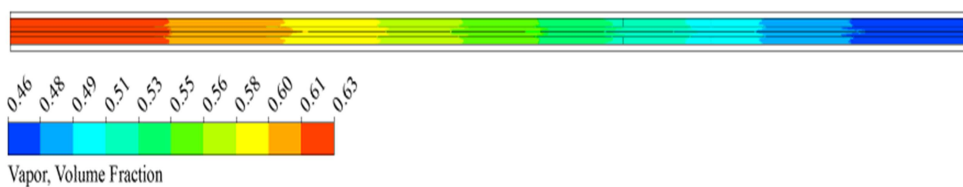
شکل ۶- تغییرات کسر حجمی آب مایع در زمان‌های مختلف. (الف  $t=60s$ ، ب  $t=90s$  و ج  $t=120s$ )



(الف)



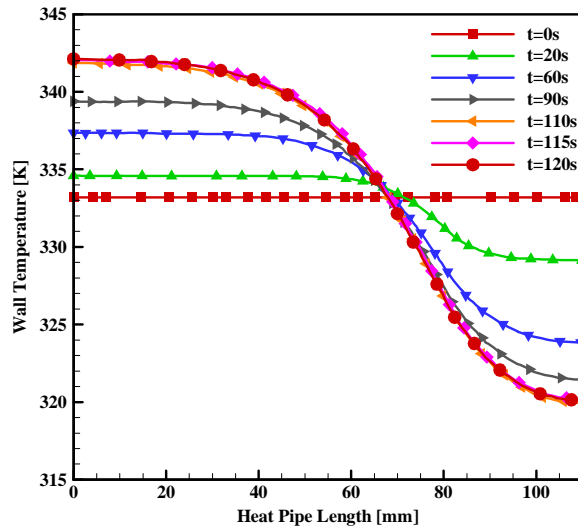
(ب)



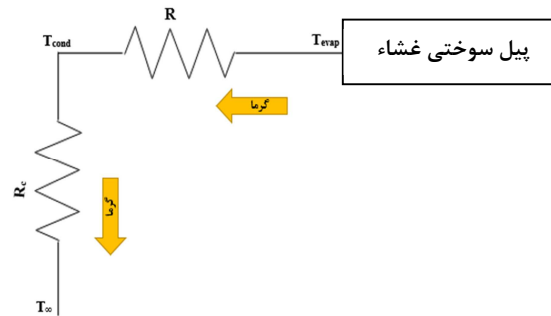
(ج)

شکل ۷- تغییرات کسر حجمی بخار آب در زمان‌های مختلف. (الف  $t=60s$ ، ب  $t=90s$  و ج  $t=120s$ )





شکل ۸- تغییرات دمای دیواره لوله گرمایی (دمای صفحه قطبی پیل سوختی غشاء پلیمری) بر حسب طول لوله برای زمان‌های مختلف



شکل ۹- دیاگرام مقاومت حرارتی سیستم خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری

## ۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، به منظور خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری و دست‌یابی به توزیع یکنواخت داخل پیل، پیشنهاد شده است که از لوله گرمایی استفاده گردد. بدین منظور یک مدل دو بعدی و گذرا به منظور بررسی عملکرد لوله گرمایی برای کاربرد در خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری شبیه‌سازی شد. توده پیل سوختی غشاء پلیمری انتخاب شده دارای توان ۲۰۰ وات شامل ۱۰ سل ۲۰ واتی است و برای خنک‌کاری هر سل دو لوله گرمایی با توان ۱۲ وات در داخل صفحات قطبی آن تعبیه شده است. به منظور شبیه‌سازی جریان دوفازی آب داخل لوله گرمایی، مدل حجم سیال و مدل محیط متخلخل در بخش فیتله آن استفاده شد. نتایج نشان می‌دهد که مدل حجم سیال می‌تواند مدل مناسبی برای شبیه‌سازی فرایندهای تبخیر و میعان داخل لوله گرمایی باشد. با مقایسه نتایج عددی حاصل از شبیه‌سازی لوله گرمایی با نتایج تجربی موجود در مقالات، مشاهده می‌شود که تطابق خوبی بین داده‌های تجربی و مدل حاضر وجود دارد. همچنین مشاهده می‌شود که با استفاده از لوله گرمایی، دمای بخش تبخیرکن (همان دمای صفحات دو قطبی پیل سوختی) در حالت دائم ۶۹ درجه سلسیوس می‌باشد؛ به طوری که دمای پیل در محدوده مناسب عملکرد قرار گرفته است.

تغییرات کسر حجمی مایع و بخار نشان می‌دهد که با گذشت زمان در بخش تبخیرکن کسر حجمی مایع کاهش و کسر حجمی بخار در این ناحیه افزایش می‌یابد و این روند در بخش چگالنده معکوس است. همچنین پایین بودن مقادیر مقاومت حرارتی لوله گرمایی و سیستم خنک‌کاری بخش چگالنده، نشان دهنده بهبود عملکرد سیستم خنک‌کاری پیل سوختی است.

## ۶- نمادها

A	مساحت چگالنده ( $m^2$ )
C	انحنای سطح (m)
$C_F$	فاکتور پسی درجه دوم
D	قطر پودر فلز (m)
E	انرژی کل (J)
$F_{cs}$	نیروی سطح پیوسته
G	شتاب گرانش ( $m/s^2$ )
H	ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی ( $W/m^2K$ )
$J_z$	شار انتشار
$K_p$	نفوذپذیری ( $1/m^2$ )
$k_{eff}$	رسانایی گرمایی مؤثر ( $W/m.K$ )

- resistance model for electric vehicle battery cooling. *Journal of Power Sources*, VOL 321, pp. 57–70, 2016.
- [11] Burlacu A. Soso G. Vizitiu R. Ş. Bărbuţă M. Lăzărescu C. D. Ciocan V. and Şerbănoiu A. A., Energy efficient heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in buildings. *Procedia Manufacturing*, VOL 22, pp. 714–721, 2018.
- [12] Barzi Y. M. and Assadi M., Evaluation of a thermosyphon heat pipe operation and application in a waste heat recovery system, *Experimental. Heat Transfer*, VOL 28, NO 5, pp. 493–510, 2015.
- [13] Shukla K. N., Heat Pipe for Aerospace Applications — An Overview, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, VOL 5, pp. 1–14, 2015.
- [14] Alizadeh H., Ghasempour R., Shafii M. B., Ahmadi M. H., Yan W. M., and Nazari M. A., Numerical simulation of PV cooling by using single turn pulsating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, VOL 127, pp. 203–208, 2018.
- [15] Oro M. V. and Bazzo E., Flat heat pipes for potential application in fuel cell cooling. *Applied. Thermal. Engineering*, VOL 90, NO 6, pp. 848–857, 2015.
- [16] Faghri A and Guo Z, Integration of heat pipe into fuel cell technology. *Heat Transfer. Engineering*, VOL 29, NO 3, pp. 232–238, 2008.
- [17] Shirzadi N., Roshandel R., and Shafii M. B., Integration of Miniature Heat Pipes into a Proton Exchange Membrane Fuel Cell for Cooling Applications. *Heat Transfer. Engineering*, VOL 38, NO 18, pp. 1595–1605, 2017.
- [18] Clement J. and Wang X., Experimental investigation of pulsating heat pipe performance with regard to fuel cell cooling application. *Applied. Thermal. Engineering*, VOL 50, pp. 268–274, 2013.
- [19] Silva A. P., Galante R. M., Pelizza P. R., and Bazzo E., A combined capillary cooling system for fuel cells, *Applied. Thermal. Engineering*, VOL 41, pp. 104–110, 2012.
- [20] Rullière R. *et al.*, Experimental study of two-phase heat spreaders for PEMFC cooling applications. *14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC), Florianópolis, Brazil, 2007.*
- [21] Burke A., Jakupca L., and Colozza A., Development of Passive Fuel Cell Thermal Management Technology. in *Seventh International Energy Conversion Engineering Conference (IECEC)*, 2010.
- [22] Zeng H., Wang Y., Shi Y., Cai N., and Yuan D., Highly thermal integrated heat pipe-solid oxide fuel cell. *Applied. Energy*, VOL 216, NO. 2017, pp. 613–619, 2018.
- [23] Dillig M., Plankenbühler T., and Karl J., Thermal effects of planar high temperature heat pipes in solid oxide cell stacks operated with internal methane reforming. *Journal of Power Sources*, VOL. 373, pp. 139–149, 2018.
- [24] Yue C., Zhang Q., Zhai Z., and Ling L., CFD simulation on the heat transfer and flow characteristics of a microchannel separate heat pipe under different filling ratios. *Applied. Thermal. Engineering*, VOL. 139, pp. 25–34, 2018.
- [25] ANSYS Fluent User's Guide. 2013.
- [26] Pooyoo N., Kumar S., Charoensuk J., and Suksangpanomrung A., Numerical simulation of cylindrical heat pipe considering non-Darcian transport for liquid flow inside wick and mass flow rate at liquid-vapor interface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, VOL. 70, pp. 965–978, 2014.
- [27] Li J. and Peterson G. P., 3D heat transfer analysis in a loop heat pipe evaporator with a fully saturated wick. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. VOL 54, pp. 564–574, 2011.
- [28] Faghri A. and Buchko M., Experimental and Numerical Analysis of Low-Temperature Heat Pipes With Multiple Heat Sources. *Journal. Heat Transfer*, VOL. 113, 1991.
- (J/kg) گرمای نهان تبخیر LH  
(Pa) فشار استاتیک P  
(W) حرارت ورودی  $Q_{in}$   
(K/W) مقاومت حرارتی R  
عبارت چشمه S  
دما (°C) T  
زمان (s) t  
سرعت (m/s) v
- علائم یونانی**
- کسر حجمی  $\alpha$   
ضریب تخلخل  $\epsilon$   
لزجت (kg/m.s)  $\mu$   
چگالی ( $kg/m^3$ )  $\rho$   
ضریب کشش سطحی (N/m)  $\sigma$   
تانسور تنش  $\tau$
- زیرنویس**
- چگالنده cond  
تبخیرکن evapor  
سیال f  
لوله گرمایی hp  
مایع l  
مخلوط mix  
جامد s  
اشباع sat  
بخار v  
فتیله w
- ۷- مراجع**
- [1] Ramezanizadeh M., Alhuyi Nazari M., Ahmadi M. H., and Chen L., A review on the approaches applied for cooling fuel cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, VOL 139, pp. 517–525, 2019.
- [2] Daud W. R. W., Rosli R. E., Majlan E. H., Hamid S. A. A., Mohamed R., and Husaini T., PEM fuel cell system control: A review. *Renewable Energy*, VOL 113, pp. 620–638, 2017.
- [3] Zhang G. and Kandlikar S. G., A critical review of cooling techniques in proton exchange membrane fuel cell stacks. *International Journal of Hydrogen Energy*, VOL 37, NO 3, pp. 2412–2429, 2012.
- [4] Zohuri B., Heat Pipe Design and Technology. *Springer, Cham*, 2011.
- [5] Issacci F., Heat Pipe Vapor Dynamics. *University of California*, 1990.
- [6] Faghri A., Heat pipe: review, opportunities and challenges. *Frontiers in Heat Pipes*, VOL 5, NO 1, 2014.
- [7] Reji A. K., Kumaresan G., Sarathi A., Saiganesh G. P., Suriya Kumar R., and Shelton M., Performance analysis of thermosyphon heat pipe using aluminum oxide nanofluid under various angles of inclination. *Mater. Today Proceeding*, 2020.
- [8] Li S. F. and hua Liu Z., Parametric study of rotating heat pipe performance: A review. *Renewable and Sustainable. Energy Reviews*, VOL 117, 2020.
- [9] Tiari S., Qiu S., and Mahdavi M., Numerical study of finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material. *Energy Conversion and Management*, VOL 89, pp. 833–842, 2015.
- [10] Liu F., Lan F., and Chen J., Dynamic thermal characteristics of heat pipe via segmented thermal