



مدل‌سازی ترمودینامیکی انتقال حرارت و بخار در رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله: نوع گاز - گاز

محمد باروتی اردستانی^۱، حسن حسن‌زاده^{۲*} و سید یوسف احمدی بروغنی^۳^۱دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند^۲استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند^۳دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۶/۲۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۹/۲۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۱/۰۱

چکیده

مدیریت آب نقش مهمی در عملکرد پیل سوختی پلیمری دارد. مرطوب‌سازی گازهای واکنش‌گر قبل از ورود به پیل سوختی جهت مرطوب نگهداشتن الکترولیت پلیمری، از مهمترین راه‌های مدیریت آب است. در تحقیق حاضر، یک مدل تحلیلی از رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله نوع گاز-گاز ارائه شده است. معادلات حاکم شامل، معادلات بقای جرم و انرژی و انتقال بخار است که به طریق تکرار حل و به کمک داده‌های تجربی موجود در مقالات اعتبارسنجی شده است. همچنین تاثیر پارامترهای عملکردی مانند دبی، دما و رطوبت نسبی گازهای ورودی و پارامترهای هندسی مانند، ضخامت، قطر و تعداد لوله‌های رطوبت‌زن بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که در دبی جرمی ورودی برابر در سمت پوسته و لوله، دمای گاز مرطوب شده خروجی، نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار در جریان مخالف نسبت به جریان موازی بیشتر است، لذا نتایج برای این رطوبت‌زن ارائه شده است. در رطوبت‌زن جریان مخالف، همچنین با افزایش دمای گاز خشک ورودی نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار کاهش می‌یابد؛ نهایتاً افزایش رطوبت نسبی گاز خشک ورودی، باعث کاهش نرخ انتقال بخار می‌شود، ولی تاثیر ناچیزی بر دمای گاز مرطوب شده خروجی و نرخ انتقال حرارت دارد.

کلمات کلیدی: رطوبت‌زن غشایی؛ پوسته و لوله؛ جریان مخالف؛ گاز-گاز؛ انتقال حرارت و بخار

Thermodynamics modeling of heat and vapor transfer in the shell-and-tube membrane humidifier: a gas-to-gas type

M. Baroutie Ardestanie¹, H. Hassanzadeh^{2*} and S. Y. Ahmadi Brogani³¹MS of Mechanical engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.²Assistant Professor of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran³Associate Professor of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

Abstract

Water management plays an important role in the performance of polymer fuel cell. Humidifying the reactant gases before entering the fuel cell and adjusting the wet content are among the most important ways for water management. In this study, a membrane humidifier of a gas-gas type has been modeled. The governing equations included mass conservation as well as energy and vapor transfer equations solved by numerical method and validated by experimental data available in relevant scientific articles. Then, the effect of operating parameters such as flow rate, temperature and relative humidity of the inlet gases and geometric parameters such as thickness, diameter and number of tubes on performance of humidifier have been studied. The results show that, in the same inlet mass flow rate in both wet and dry side, outlet wet gas temperature, heat transfer rate and vapor transfer rate in the counter flow are greater than the parallel flow, therefore the results for this humidifier are provided. In counter flow humidifier, by increasing inlet dry gas temperature, the rate of heat transfer and vapor transfer rate will decrease and also increasing relative humidity of inlet dry gas will reduce the vapor transfer rate and has negligible impact on outlet wet gas temperature and heat transfer rate. Finally, increasing the thickness, length and number of membrane tubes can have negligible impact on the heat transfer rate as well.

Keywords: Membrane Humidifier, Shell and Tube, gas-gas, counterflow, Heat and Vapor Transfer

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۹۱۵۳۶۳۵۹۴۷؛ فکس: ۰۵۶۱۲۵۰۲۱۳۳

آدرس پست الکترونیک: h.hassanzadeh@birjand.ac.ir

۱- مقدمه

پیل‌های سوختی، وسایلی الکتروشیمیایی هستند که انرژی شیمیایی حاصل از یک واکنش شیمیایی را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل کرده، محدودیت سیکل کارنو را ندارند [۱]. در میان پیل‌های سوختی مختلف، پیل‌های سوختی پلیمری به دلیل داشتن مزایایی چون، دمای کاری پایین، بازده و چگالی قدرت بالا، الکترولیت پلیمری جامد و شروع به کار سریع، گزینه مناسبی جهت استفاده در حمل و نقل و وسایل قابل حمل می‌باشند [۲ و ۳].

با وجود مزایای زیاد پیل‌های سوختی پلیمری، مدیریت دقیق آب در آن‌ها کار دشواری است؛ زیرا قابلیت هدایت یونی غشای پلیمری به شدت به مقدار محتوای آب آن وابسته است. لذا جهت عملکرد مطلوب پیل سوختی، غشاء بایستی کاملاً هیدراته باشد. از طرف دیگر، وجود آب اضافی در پیل سوختی، سبب پرشدن منافذهای الکترودها می‌شوند (پدیده غرقاب شدگی) که این مانع از انتقال سریع واکنش‌گرها به محل‌های واکنش می‌شود. غرقاب شدگی می‌تواند در چگالی جریان‌های بالا در الکتروکاتد و یا در چگالی جریان‌های کم در الکتروکاتد واقع شود [۴] و در صورت وقوع آن، کارایی پیل سوختی به شدت کاهش می‌یابد. لذا مدیریت آب در پیل سوختی پلیمری با هدف تامین دو نیاز متضاد هیدراته بودن غشاء و عدم وقوع غرقاب شدگی در الکترودها، امری دشوار است.

یکی از روش‌های مدیریت آب در پیل سوختی پلیمری، رطوبت‌زنی گازهای ورودی است [۴]. بدون رطوبت‌زنی گازهای ورودی، غشاء پلیمری در سمت آند خشک و کارایی پیل سوختی بین ۲۰ تا ۴۰ درصد کاهش می‌یابد [۵]. روش‌های مختلفی جهت رطوبت‌زنی گازهای ورودی به پیل سوختی وجود دارد که بسته به نوع کاربرد پیل سوختی، یکی از آنها انتخاب می‌شود. روش‌های رطوبت‌زنی بسته به اینکه در خارج از سیستم پیل سوختی و یا داخل آن انجام شود، به دو دسته کلی رطوبت‌زنی داخلی و خارجی تقسیم بندی می‌شوند [۶]. رطوبت‌زنی داخلی شامل، روش‌های مکمل‌های غشایی [۷]، فتیله [۸]، اسفنج‌ها [۹] و روش‌های رطوبت‌زنی خارجی شامل، روش حبابی [۱۰]، چرخ آنتالپی [۱۱] و غشایی [۱۲] می‌باشند. در حمل و نقل و وسایل قابل حمل، روش رطوبت‌زنی غشایی بیشتر مورد توجه است؛ زیرا این نوع

رطوبت‌زن عضو متحرک نداشته، توان اضافی برای کارکرد آن مصرف نمی‌شود. غشاء مورد استفاده در این نوع رطوبت‌زن‌ها معمولاً از جنس نیون است که وظیفه آن انتقال آب (رطوبت) و حرارت بین دو جریان عبوری از رطوبت‌زن (دو سمت غشاء) است. رطوبت‌زن‌های غشایی از نظر سیالات ورودی به آنها، به دو نوع گاز-گاز و مایع-گاز تقسیم بندی می‌شوند. در رطوبت‌زن غشایی مایع-گاز، از آب مایع برای مرطوب‌سازی گازهای خشک ورودی استفاده می‌شود که با وجود کارایی بالاتر این نوع رطوبت‌زن، ضرورت وجود منبع آب، پمپ و دیگر وسایل جانبی، سبب افزایش وزن سیستم رطوبت‌زنی می‌شود؛ لذا استفاده از آن به خصوص در حمل و نقل و وسایل قابل حمل محدود است؛ ولی در رطوبت‌زن غشایی گاز-گاز از گازهای گرم و مرطوب خروجی از توده پیل سوختی جهت مرطوب‌سازی گازهای خشک ورودی استفاده می‌شود، لذا وجود منبع آب، پمپ و دیگر تجهیزات ضروری نیست. رطوبت‌زن‌های غشایی، معمولاً به دو شکل هندسی صفحه‌ای و لوله‌ای ساخته می‌شوند که نوع لوله‌ای به دلیل کارایی بالاتر، جهت حمل و نقل و وسایل قابل حمل مناسب‌تر است [۱۲].

جهت بررسی عملکرد رطوبت‌زن‌ها و طراحی بهینه آن‌ها مدل‌سازی امری لازم و ضروری است، بدین سبب در سال‌های اخیر مدل‌های مختلفی از این دو نوع رطوبت‌زن (لوله‌ای و صفحه‌ای) چه داخل و چه خارج کشور منتشر شده است. چن^۱ و پنگ^۲ [۱۳]، یک مدل ترمودینامیکی رطوبت‌زن غشایی صفحه‌ای را جهت کنترل رطوبت پیل سوختی پلیمری ارائه کردند. در این تحقیق، ابتدا به کمک اطلاعات به دست آمده از یک مدل دائمی، طراحی بهینه رطوبت‌زن انجام شده است، سپس رفتار دینامیکی رطوبت‌زن، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که رطوبت‌زن جریان مخالف نسبت به جریان موازی، کارایی بهتری دارد و در مقایسه با نوع جریان موازی، دارای نرخ انتقال حرارت، نرخ انتقال رطوبت و دمای خروجی بیشتری است. هویزینگ^۳ و همکاران [۱۴]، یک رطوبت‌زن غشایی صفحه‌ای را مدل‌سازی کرده‌اند. آن‌ها پارامتری به صورت

¹ Chen² Peng³ Huizing

غشایی دوفازی شود، مدلی دوفازی برای رطوبت زن ارائه کرده است. نتایج مدل‌سازی دوفازی نشان می‌دهد که به جز در مورد رطوبت گازهای مرطوب خروجی، در موارد بقیه کمیت‌ها، نتایج دو مدل تک‌فاز و دوفاز، به نتایج تجربی بسیار نزدیک هستند.

تحقیقات انجام شده در مورد رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله، نوع گاز-گاز محدود است. مدل‌های پارک [۱۶ و ۱۷] مدل‌های غیر دقیق هستند؛ زیرا از هندسه واقعی (برای دسته لوله‌ها) در مدل‌سازی استفاده نشده است. مدل تک فاز دانلوی [۱۸] مدلی مناسب است، ولی در آن همه عوامل موثر بر عملکرد رطوبت‌زن بررسی نشده است؛ لذا در تحقیق حاضر، مدلی از رطوبت‌زن غشایی پوسته لوله نوع گاز-گاز و با اتکا به هندسی واقعی ارائه شده است. معادلات بقاء شامل، معادلات بقاء جرم، انرژی و معادله انتقال بخار است که به طریق عددی حل و نتایج با نتایج تحلیلی و عددی پارک مقایسه شده است. علاوه بر این، در یک تحلیل جامع، اثر پارامترهای عملکردی مانند، رطوبت نسبی گاز ورودی، دبی گاز ورودی و درجه حرارت آن و پارامترهای هندسی مانند، تعداد لوله‌ها، طول و قطر لوله‌ها و قطر پوسته و ضخامت لوله‌های نفیونی بر عملکرد رطوبت زن بررسی شده است.

۲- توصیف سیستم و معادلات

شکل (۱)، یک رطوبت‌زن غشایی پوسته لوله نوع گاز-گاز را نشان می‌دهد. این رطوبت‌زن متشکل از تعداد زیادی لوله باریک نفیونی است که داخل یک پوسته قرار دارند. گاز سرد و نسبتاً خشک ورودی از لوله‌های باریک نفیونی و گاز گرم و مرطوب ورودی (خروجی از توده پیل سوختی)، از پوسته رطوبت‌زن عبور می‌کنند. اختلاف دما و غلظت بخار آب بین دو جریان موازی دو سمت غشاء، باعث انتقال حرارت و رطوبت (بخار آب) بین دو جریان عبوری از پوسته و لوله می‌شود. بدین ترتیب گازهای سرد و نسبتاً خشک ورودی، مرطوب و گرم شده، گازهای گرم و مرطوب ورودی، نسبتاً خشک و سرد می‌شوند.

نسبت زمان عبور گاز مرطوب از رطوبت‌زن به مدت زمان عبور رطوبت از غشاء تعریف و از آن به عنوان پارامتری بدون بعد جهت طراحی رطوبت‌زن غشایی استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که با افزایش این پارامتر، کارایی رطوبت-زن افزایش می‌یابد. یو^۱ و همکاران [۱۵]، مدلی تحلیلی از رطوبت‌زن غشایی صفحه‌ای ارائه کردند. نتایج این مدل‌سازی نشان می‌دهد که در میان پارامترهای مختلف رطوبت‌زن، ضخامت غشاء، رطوبت گاز ورودی و طول رطوبت‌زن، اثر بیشتری بر عملکرد آن دارد. بهارلو هوره^۲ و افشاری^۳ [۶]، مدلی تحلیلی از رطوبت‌زن غشایی صفحه‌ای برای پیل سوختی پلیمری ارائه کردند که در آن اثر پارامترهای مختلف مانند، دبی گازهای ورودی، فشار و دمای ورودی را بر عملکرد رطوبت‌زن بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهند که افزایش دبی گاز نسبتاً خشک ورودی، سبب کاهش کارایی رطوبت‌زن و افزایش دبی گاز مرطوب ورودی، سبب افزایش کارایی آن می‌شود. همچنین افزایش فشار گاز نسبتاً خشک ورودی، دارای اثر بیشتری بر عملکرد رطوبت‌زن در مقایسه با افزایش فشار گازهای مرطوب ورودی از پیل سوختی دارد.

پارک^۴ و همکاران [۱۶، ۱۷]، مدلی دینامیکی برای رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله نوع گاز-گاز جهت کاربرد در خودرو ارائه کردند. در این مدل‌سازی، رطوبت‌زن پوسته و مجموعه لوله به صورت دو لوله هم محور شبیه‌سازی شده است که هوای گرم و مرطوب ورودی به رطوبت‌زن از پوسته و هوای خشک و سرد ورودی به رطوبت‌زن از داخل تک لوله داخلی (لوله معادل دسته لوله) عبور می‌کند. در این تحقیق با استفاده از اصول ترمودینامیک، رفتار استاتیکی و دینامیکی رطوبت‌زن مدل‌سازی شده، با داده‌های تجربی اعتبارسنجی شده است. دانلوی^۵ [۱۸]، مدلی ترمودینامیکی از رطوبت‌زن غشایی، پوسته لوله نوع گاز-گاز، به صورت تک‌فاز و هم دوفاز ارائه کرده است. این محقق در مدل‌سازی تک فاز خود، ابتدا اشکالات مدل پارک [۱۶] را متذکر و مدل اصلاح شده-ای ارائه کرده که متکی بر هندسه واقعی رطوبت‌زن است و با توجه به اینکه در شرایطی ممکن است جریان در رطوبت‌زن

¹ Yu

² Hooreh N B

³ Afshari

⁴ Park

⁵ Dunlavy

$$\dot{m}_{k,g,out}h_{k,g,out} + \dot{m}_{k,v,out}h_{k,v,out} + \dot{m}_{k,v,in}h_{k,v,in} = \dot{m}_{k,g,in}h_{k,g,in} + \dot{q}_k + \dot{m}_{k,v,mem}h_{k,v,mem} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، $\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$ دبی جرمی گاز (ورودی یا خروجی)، $h \left(\frac{j}{kg}\right)$ آنتالپی جریان، $\dot{q}_k (W)$ نرخ انتقال حرارت مبادله شده بین دو حجم کنترل، $\dot{m}_{v,mem} \left(\frac{kg}{s}\right)$ نرخ انتقال رطوبت مبادله شده بین دو حجم کنترل و اندیس‌های k, v, g, v به ترتیب بیانگر حجم کنترل ۱ و ۲، گاز، بخار (رطوبت) ورودی و خروجی است. چون سطح خارجی رطوبت زن عایق فرض شده است؛ لذا نرخ انتقال حرارت و انتقال جرم بخار خروجی از حجم کنترل ۲ برابر با نرخ انتقال حرارت و انتقال جرم بخار ورودی به حجم کنترل ۱ است. دبی گاز خشک ورودی به هر دو حجم کنترل در طول آن تغییر نمی‌کنند؛ در حالی که به دلیل انتقال بخار آب بین دو حجم کنترل، دبی بخار آب در طول رطوبت‌زن در دو جریان متغیر است. معادلات بقای جرم به صورت رابطه‌های (۲) و (۳) می‌باشند.

$$\dot{m}_{k,g,out} = \dot{m}_{k,g,in} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{k,v,out} = \dot{m}_{k,v,in} + \dot{m}_{k,v,trans} \quad (3)$$

در رابطه (۱)، h_{mem} آنتالپی بخار آب در غشاء است و از رابطه (۴) محاسبه می‌شود.

$$h_{mem} = C_{p,v}T_{mem} \quad (4)$$

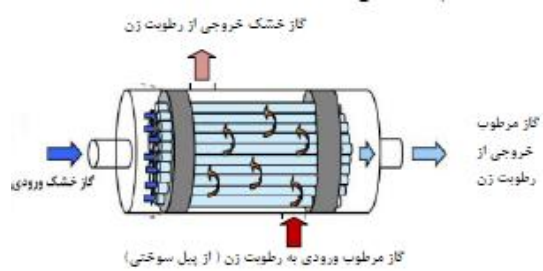
در رابطه (۴)، $C_{p,v} \left(\frac{j}{kg.K}\right)$ ظرفیت گرمای ویژه بخار در فشار ثابت و $T_{mem} (K)$ دمای متوسط غشاء است. با توجه به اینکه دبی گازهای ورودی و خروجی به رطوبت‌زن، فقط اندکی با هم تفاوت دارند (به اندازه مقدار بخار آب مبادله شده بین دو حجم کنترل)، لذا می‌توان با تقریب خوبی از رابطه (۵) دمای متوسط غشاء را محاسبه کرد.

$$T_{mem} = \frac{T_{1,in} + T_{2,in} + T_{1,out} + T_{2,out}}{4} \quad (5)$$

نرخ انتقال حرارت بین دو حجم کنترل از رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

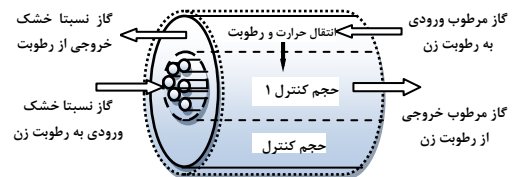
$$\dot{q}_k = UA\Delta T_{im} \quad (6)$$

در رابطه (۶)، $U \left(W/m^2.k\right)$ ضریب انتقال حرارت کلی، $A \left(m^2\right)$ ، مساحت سطح خارجی لوله‌های غشایی و $\Delta T_{im} (K)$ اختلاف دمای لگاریتمی است. اختلاف دمای لگاریتمی برای



شکل ۱- شماتیک یک رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله نوع گاز-گاز [۱۶]

جهت ارائه معادلات حاکم جهت مدل‌سازی انتقال حرارت و انتقال بخار در رطوبت‌زن، مطابق شکل (۲) از دو حجم کنترل استفاده می‌شود. از حجم کنترل ۱، گاز سرد و نسبتاً خشک ورودی و از حجم کنترل ۲، گاز گرم و مرطوب خروجی از پیل سوختی عبور می‌کنند. در این صورت، رطوبت (بخار) و حرارت از طریق غشاء، بین این دو حجم کنترل مبادله می‌شوند.



شکل ۲- شماتیک رطوبت‌زن غشایی پوسته لوله نوع گاز-گاز

۱-۲- مفروضات

از مفروضات زیر جهت مدل‌سازی رطوبت‌زن استفاده شده است:

- ۱- گازهای عبوری از پوسته و لوله‌ها ایده‌آل است.
- ۲- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل گازها از ورود تا خروج رطوبت‌زن صرف‌نظر می‌شود.
- ۳- جریان گازها در پوسته و لوله‌ها تک‌فاز است.
- ۴- سطح خارجی رطوبت‌زن (پوسته رطوبت‌زن) عایق است؛ لذا گرما و رطوبت فقط بین دو حجم کنترل مبادله می‌شوند.

۲-۲- معادلات حاکم

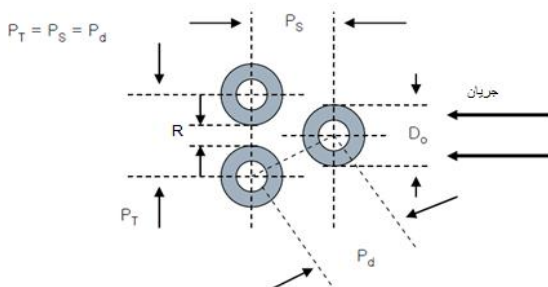
رابطه (۱)، معادله بقای انرژی در هر دو حجم کنترل را بیان می‌کند:

معادل است که با توجه به شکل ۴ از رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود [۱۸].

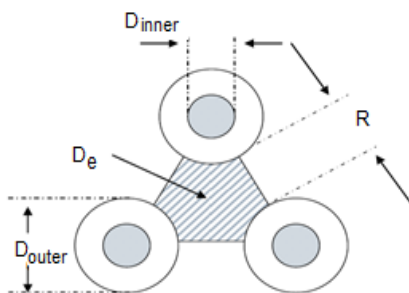
$$D_s = \frac{1.72P_T^2 - 0.5\pi D_{outer}^2}{0.5\pi D_{outer}} \quad (11)$$

از رابطه زیکواسگاس [۱۸]، برای محاسبه عدد ناسلت پوسته استفاده شده است.

$$Nu_{shell} = 0.9Re^{0.4}Pr^{0.4} \quad (12)$$



شکل ۳- شماتیکی از نحوه آرایش لوله مثلثی در روش کرن [۱۷]



شکل ۴- شماتیک قطر معادل از روش کرن [۱۷]

افت فشار جریان عبوری از لوله‌ها و پوسته کم است و در بعضی از مراجع از آن صرف نظر شده است [۱۸]. در عین حال در مقاله حاضر برای محاسبه افت فشار در جریان‌های عبوری از پوسته و لوله‌ها به تقریب از رابطه دارسی (۱۳) استفاده شده است.

$$\Delta P_i = \frac{f_i L \rho_i V_i^2}{2D_i} \quad (13)$$

در این رابطه، ΔP (Pa)، f ، ρ ($\frac{kg}{m^3}$)، L و V ($\frac{m}{s}$) به ترتیب افت فشار، ضریب اصطکاک مودی، چگالی سیال، طول پوسته و لوله‌ها و سرعت متوسط سیال ورودی به پوسته و

رطوبت‌زن با جریان مخالف و جریان موازی (هم جهت) به ترتیب از روابط (۷) و (۸) محاسبه می‌شوند.

$$\Delta T_{im} = \frac{(T_{2,in} - T_{1,out}) - (T_{2,out} - T_{1,in})}{\ln \left[\frac{(T_{2,in} - T_{1,out})}{(T_{2,out} - T_{1,in})} \right]} \quad (7)$$

$$\Delta T_{im} = \frac{(T_{2,in} - T_{1,in}) - (T_{2,out} - T_{1,out})}{\ln \left[\frac{(T_{2,in} - T_{1,in})}{(T_{2,out} - T_{1,out})} \right]} \quad (8)$$

ضریب انتقال حرارت کلی، U از رابطه (۹) محاسبه می‌شود.

$$U = \frac{1}{h_{shell} A_{outer}} + \frac{\ln(D_{outer}/D_{inner})}{2\pi L k_{mem}} + \frac{1}{h_{tube} A_{inner}} \quad (9)$$

در رابطه (۹)، D_{inner} و D_{outer} به ترتیب، قطر خارجی، قطر داخلی و طول لوله‌های رطوبت‌زن برحسب (m) است. A_{inner} و A_{outer} مساحت سطح خارجی و داخلی لوله‌ها برحسب (m^2)، h_{shell} و h_{tube} ضرایب انتقال حرارت در سمت پوسته و لوله برحسب ($\frac{W}{m^2.K}$)، تعداد لوله‌ها و N ضریب هدایت حرارتی غشاء است.

ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و لوله‌ها از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود.

$$h_i = Nu_i \frac{k_i}{D_{h,i}} \quad (10)$$

در رابطه (۱۰)، Nu عدد ناسلت، k ضریب هدایت حرارتی گاز و بخار، $D_h(m)$ قطر هیدرولیکی و اندیس i بیانگر کمیت فوق در سمت پوسته و سمت لوله است. با توجه به اینکه اختلاف دمای بین جریان ورودی و جریان خروجی زیاد نیست (تقریباً ۱۰ درجه)، لذا جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها، از عدد ناسلت دما ثابت (۳/۶۶) استفاده شده است.

به علت نبودن اطلاعات کافی درباره فاصله بین لوله‌ها، کرن [۱۸] مطابق شکل ۳ از آرایش مثلث متساوی الاضلاع لوله‌ها برای بدست آوردن قطر معادل پوسته خارجی استفاده کرده است. در این شکل، کمیت‌های P_s ، P_d و R به ترتیب نشان دهنده فواصل عرضی، طولی، مورب و فاصله بین قطر بیرونی لوله برحسب (m) هستند؛ بنابراین $D_e(m)$ قطر

$$a_{mem} = \frac{a_{shell} + a_{tube}}{2} \quad (19)$$

در رابطه (۱۹)، a_{shell} و a_{tube} به ترتیب مقدار فعالیت آب در جریان گازهای عبوری از پوسته و لوله‌ها است که توسط رابطه (۲۰) محاسبه می‌شوند.

$$a_i = \frac{P_{v,i}}{P_{sat,i}} \quad (20)$$

مقدار غلظت آب در لبه غشاء در سمت پوسته و در لبه غشاء در سمت لوله‌ها توسط رابطه (۲۱) و مقدار غلظت متوسط آب در غشاء به وسیله رابطه (۲۲) تخمین زده می‌شوند [۱۲].

$$C_i = \frac{P_{dry,mem}}{M_{mem}} \lambda_i \quad (21)$$

$$C_{mem} = \frac{C_{shell} + C_{tube}}{2} \quad (22)$$

در رابطه (۲۱)، $P_{dry,mem} \left(\frac{kg}{m^2}\right)$ ، $M_{mem} \left(\frac{kg}{mol}\right)$ و λ_i به ترتیب، نشان دهنده چگالی غشاء خشک، وزن معادل غشاء خشک و محتوای آب در لبه غشاء در سمت پوسته و لوله‌ها است. رطوبت نسبی و نسبت رطوبت برای هر دو حجم کنترل در ورودی و خروجی به ترتیب توسط روابط (۲۳) و (۲۴) محاسبه می‌شوند.

$$RH_{k,in} = \frac{P_{k,v,in}}{P_{k,sat,in}}, RH_{k,out} = \frac{P_{k,v,out}}{P_{k,sat,out}} \quad (23)$$

$$\omega_{k,in} = \frac{M_v P_{k,v,in}}{M_g P_{k,g,in}}, \omega_{k,out} = \frac{M_v P_{k,v,out}}{M_g P_{k,g,out}} \quad (24)$$

در رابطه (۲۳)، RH رطوبت نسبی و در رابطه (۲۴)، ω نسبت رطوبت و $M_g \left(\frac{kg}{mol}\right)$ جرم مولکولی گاز می‌باشند.

۲-۳- روش حل و اعتبار سنجی

معادلات حاکم و روابط کمکی در نرم افزار متلب برنامه نویسی و توسط روش تکرار حل شده‌اند. با معلوم بودن شرایط گازهای ورودی به رطوبت‌زن، دماهای خروجی، نرخ انتقال حرارت، نرخ انتقال بخار و رطوبت نسبی گازها در خروج محاسبه می‌شوند.

پارامترهای هندسی و خواص فیزیکی غشاء مورد استفاده در جدول ۱ و خواص ترمودینامیکی گازهای ورودی (هوا) به رطوبت زن در جدول ۲ ارائه شده است. به منظور اعتبار-

لوله‌ها است؛ همچنین اندیس i در این رابطه اشاره به این نکته دارد که این رابطه می‌تواند هم برای جریان پوسته و هم برای جریان لوله‌ها بکار رود. جریان داخل لوله‌ها و پوسته آرام است. در این مقاله، عدد رینولدز به ازای دبی جریان‌های مختلف ورودی به پوسته و لوله‌ها کمتر از ۱۰۰۰ است. ضریب اصطکاک مودی برای یک جریان آرام توسعه یافته از رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود.

$$f_i = \frac{64}{Re_i} \quad (14)$$

رطوبت (بخار) بین دو حجم کنترل از طریق غشاء و در نتیجه اختلاف غلظت بخار بین دو طرف آن مبادله می‌شود. نرخ رطوبت انتقال یافته از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود [۱۶].

$$\dot{m}_{k,v,mem} = D_w A M_v \left(\frac{C_{shell} - C_{tube}}{t_{mem}} \right) \quad (15)$$

در این رابطه، $D_w \left(\frac{m^2}{s}\right)$ ، $M_v \left(\frac{kg}{mol}\right)$ ، $t_{mem} (m)$ ، $C_{shell} \left(\frac{mol}{m^2}\right)$ و A ، $C_{tube} \left(\frac{mol}{m^2}\right)$ به ترتیب نشان‌دهنده ضریب نفوذ آب در غشاء، جرم مولکولی بخار، ضخامت غشاء، سطح لوله‌ها، غلظت بخار در سمت پوسته و سمت لوله‌ها است. ضریب نفوذ بخار آب در غشاء توسط معادله تجربی (۱۶) محاسبه می‌شود [۱۹].

$$D_w = D_\lambda \exp\left(2416 \left[\frac{1}{303} - \frac{1}{T_{mem}} \right]\right) \quad (16)$$

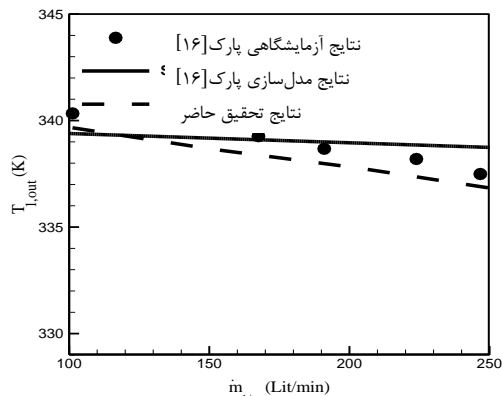
در رابطه (۱۶)، D_λ مقداری ثابت است که از روابط تجربی (۱۷) محاسبه می‌شود [۱۹].

$$D_\lambda = \begin{cases} 10^{-6} & \lambda_{mem} < 2 \\ 10^{-6}(1 + 2(\lambda_{mem} - 2)) & 2 \leq \lambda_{mem} \leq 3 \\ 10^{-6}(3 - 1.67(\lambda_{mem} - 3)) & 3 < \lambda_{mem} < 4.5 \\ 1.25 \times 10^{-6} & \lambda_{mem} \geq 4.5 \end{cases} \quad (17)$$

در رابطه (۱۷)، λ_{mem} بیانگر محتوای آب در غشاء است که عددی بدون بعد است و از رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود.

$$\lambda_{mem} = 0.043 + 17.8a_{mem} - 39.85a_{mem}^2 + 36a_{mem}^3 \quad (18)$$

در رابطه (۱۸)، a_{mem} مقدار فعالیت آب در غشاء است که عددی بدون بعد است و به وسیله رابطه (۱۹) تخمین زده می‌شود.

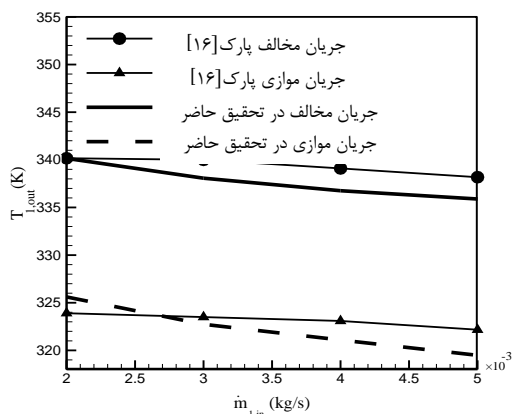


شکل ۶- مقایسه دمای گاز مرطوب شده خروجی با نتایج تجربی و عددی پارک

۳-۲-۱- تاثیر جهت جریان

در این قسمت، ابتدا عملکرد رطوبت‌زن جریان موازی و جریان مخالف بررسی می‌شوند. جهت مقایسه عملکرد رطوبت‌زن جریان موازی و مخالف، منحنی تغییرات دمای گازهای مرطوب خروجی، نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال رطوبت مبادله شده بین دو حجم کنترل برحسب دبی گاز خشک ورودی ترسیم و مورد بحث قرار گرفته است. ضمناً با توجه به اینکه در این مدل از هندسه واقعی رطوبت‌زن استفاده شده است نتایج این قسمت با نتایج پارک [۱۶] نیز مقایسه شده است.

در شکل ۷ منحنی تغییرات دمای گازهای مرطوب خروجی از رطوبت‌زن برحسب تغییرات دبی جرمی گاز خشک ورودی (در دو حالت جریان موازی و مخالف) ترسیم شده است.



شکل ۷- مقایسه دمای خروجی گاز مرطوب شده در دو جریان مخالف و موازی

سنجی حل، در شکل ۶ منحنی دمای گازهای مرطوب خروجی از رطوبت‌زن بر حسب دبی گاز خشک در جریان مخالف، با نتایج آزمایشگاهی و عددی پارک [۱۶] مقایسه شده است. نتایج تحقیق حاضر، بدلیل استفاده از هندسه واقعی تر رطوبت‌زن، با نتایج تجربی هم خوانی بهتری دارد.

جدول ۱- پارامترهای هندسی و عملکردی رطوبت‌زن غشایی [۱۶]

پارامتر	واحد	مقدار
ضخامت لوله غشایی	mm	۰/۰۵
قطر پوسته	mm	۵۶
قطر داخلی لوله	mm	۰/۹۷
تعداد لوله	-	۷۸۰
طول لوله	mm	۲۵۴
چگالی غشاء خشک	kg/m ³	۱۰۰۰
وزن معادل غشاء خشک	Kg/mol	۱
ضریب هدایت حرارتی غشاء	W/m.K	۰/۲۱

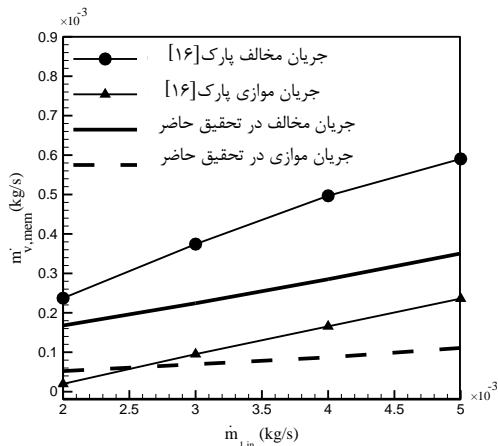
جدول ۲- خواص ترمودینامیکی گازهای ورودی (هوا) به رطوبت‌زن غشایی

پارامتر	واحد	مقدار
دمای ورودی سمت پوسته	K	۳۴۳/۱۵
دمای ورودی سمت لوله‌ها	K	۲۹۸/۱۵
فشار گازهای ورودی سمت پوسته	bar	۱/۳
فشار گازهای ورودی سمت لوله‌ها	bar	۱/۳
رطوبت نسبی ورودی سمت پوسته	%	۱۰۰
رطوبت نسبی ورودی سمت لوله‌ها	%	۳۰
دبی جرمی ورودی سمت پوسته و لوله‌ها	Kg/s	۰/۰۰۲ تا ۰/۰۰۵

۳- نتایج و بحث

در این قسمت، ابتدا تاثیر جهت جریان (موافق و مخالف) در پوسته و لوله روی عملکرد رطوبت‌زن بررسی می‌شود، سپس با توجه اثبات کارایی بهتر رطوبت‌زن جریان مخالف نسبت به جریان موافق (موازی)، تاثیر دمای گاز خشک ورودی، تاثیر رطوبت نسبی گاز خشک ورودی و تاثیر پارامترهای هندسی روی عملکرد این نوع رطوبت‌زن بررسی می‌شود.

است لذا نتایج بعد از این برای این نوع رطوبت‌زن ارائه می‌شود.



شکل ۹- مقایسه نرخ انتقال بخار در دو جریان مخالف و موازی

۳-۲-۲- تاثیر دمای گاز خشک ورودی

در شکل‌های ۱۰، ۱۱ و ۱۲، به ترتیب منحنی‌های تغییرات دمای گاز مرطوب خروجی، نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار بر حسب دمای گاز خشک ورودی نشان داده شده است. دبی گاز مرطوب ورودی 0.003 کیلوگرم بر ثانیه و رطوبت گاز خشک ورودی 30% است.

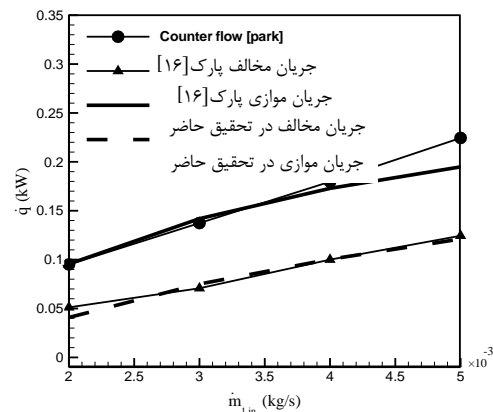
همان طور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است با افزایش دمای گازهای خشک ورودی، بسته به مقدار دبی گاز خشک، درجه حرارت گاز مرطوب می‌تواند افزایش و یا کاهش پیدا کند. برای دبی گاز خشک 0.002 کیلوگرم بر ثانیه، با افزایش درجه حرارت گاز خشک ورودی گرادیان لگاریتمی دما بین دو جریان کاهش یافته و دمای گاز مرطوب اندکی کاهش می‌یابد در حالیکه برای دبی جرمی 0.003 کیلوگرم بر ثانیه و بیشتر دمای گاز مرطوب خروجی افزایش می‌یابد. همچنین در یک دمای معین، با افزایش دمای دبی جرمی گاز خشک ورودی، درجه حرارت گاز مرطوب خروجی کاهش می‌یابد.

در شکل ۱۱، منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت را بر حسب دمای گاز خشک نشان می‌دهد. اولاً با افزایش دمای گاز خشک ورودی نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد، زیرا اختلاف دمای لگاریتمی کاهش می‌یابد. ثانیاً در یک درجه

همان طور که مشاهده می‌شود، به دلیل بزرگ‌تر بودن اختلاف دمای لگاریتمی جریان مخالف نسبت به جریان موازی، دمای گاز مرطوب خروجی در جریان مخالف بیشتر از جریان موازی است همچنین با افزایش دبی گاز خشک ورودی مقدار دمای گاز مرطوب خروجی کاهش می‌یابد.

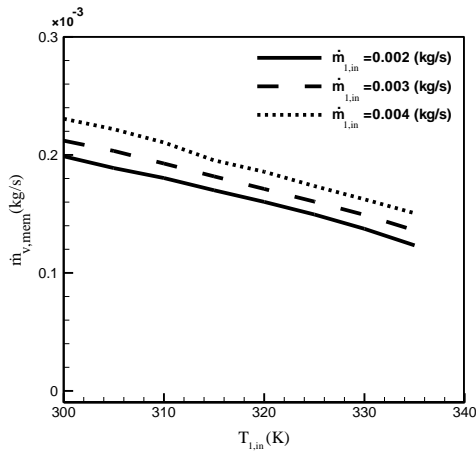
در شکل ۸ منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت مبادله شده بر حسب دبی جرمی گاز خشک ورودی در دو حالت جریان موازی و مخالف نشان داده شده است. به علت بزرگ‌تر بودن اختلاف دمای لگاریتمی جریان مخالف نسبت به جریان موازی، نرخ انتقال حرارت در جریان مخالف بیشتر از جریان موازی می‌باشد و با افزایش دبی جرمی گاز ورودی در هر دو سمت پوسسته و لوله، نرخ انتقال حرارت به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد.

در شکل ۹ منحنی نرخ انتقال رطوبت بر حسب دبی جریان خشک ترسیم شده است. با توجه به این‌که ضریب نفوذ آب در غشاء تابعی از دما و مقدار آب موجود در آن است لذا با بزرگ‌تر بودن دما در جریان مخالف نسبت به جریان موازی، نرخ انتقال بخار در جریان مخالف بیشتر است. علاوه بر این، با افزایش دبی جرمی گاز ورودی نرخ انتقال بخار افزایش می‌یابد که دلیل آن کاهش مقدار غلظت بخار در لوله است.



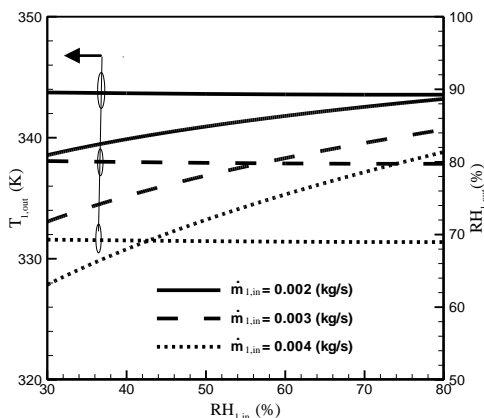
شکل ۸- مقایسه نرخ انتقال حرارت در دو جریان مخالف و موازی

نتیجه بررسی این نمودارها نشان می‌دهند که اولاً تفاوت بین مدل حاضر و مدل پارک کاملاً مشهود است. ثانیاً عملکرد رطوبت‌زن جریان مخالف نسبت به نوع جریان موازی بهتر



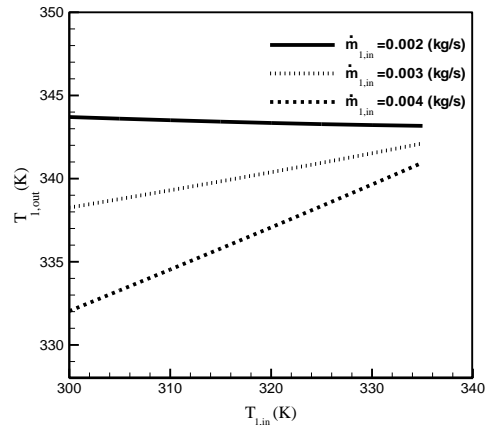
شکل ۱۲- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب دمای گاز خشک ورودی

۳-۲-۳- تأثیر رطوبت نسبی گاز خشک ورودی در شکل‌های ۱۳، ۱۴ و ۱۵، به ترتیب منحنی‌های تغییرات دمای گاز مرطوب خروجی، نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار بر حسب رطوبت نسبی گاز خشک ورودی نشان داده شده است. دبی جرمی گاز مرطوب ورودی، ۰/۰۰۳ کیلو گرم بر ثانیه و دمای گاز خشک، ۲۹۸/۱۵ درجه کلوین است. شکل ۱۳، منحنی تغییرات دمای گاز مرطوب و رطوبت نسبی خروجی از رطوبت زن را بر حسب رطوبت نسبی گاز خشک نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که اولاً وابستگی دمای گاز مرطوب خروجی به رطوبت نسبی گازهای خشک ورودی خیلی کم است، ثانیاً با افزایش رطوبت گازهای خشک ورودی، رطوبت گازهای خروجی افزایش می‌یابد.

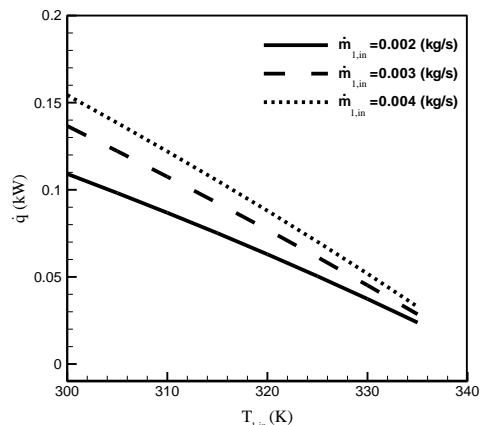


شکل ۱۳- منحنی تغییرات دمای گاز مرطوب و رطوبت نسبی خروجی بر حسب رطوبت نسبی گاز خشک ورودی

حرارت معین، با افزایش دبی جرمی گاز خشک ورودی نرخ انتقال حرارت به دلیل افزایش اختلاف دمای لگاریتمی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۰- منحنی تغییرات دمای گاز مرطوب شده خروجی بر حسب دمای گاز خشک ورودی

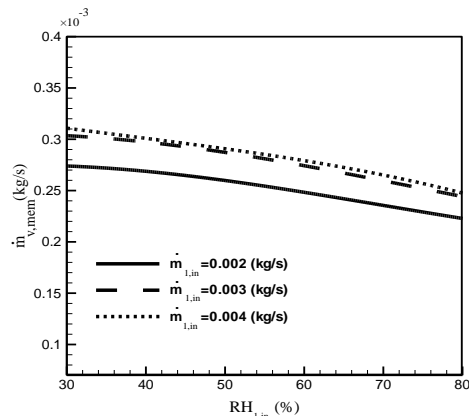


شکل ۱۱- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب دمای گاز خشک ورودی

در شکل ۱۲ منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب تغییر دمای گاز خشک ورودی ترسیم شده است. اولاً در یک دمای معین، با افزایش دبی جرمی گاز خشک، نرخ انتقال بخار افزایش می‌یابد، زیرا با افزایش دبی گاز خشک ورودی گرادیان غلظت بین دو جریان افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای گاز خشک ورودی، نرخ انتقال بخار کاهش می‌یابد.

که $\gamma_m(T, RH)$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\gamma_m(T, RH) = \ln\left\{\frac{RH}{100} \exp\left[\left(B - \frac{T}{D}\right)\left(\frac{T}{C+T}\right)\right]\right\} \quad (26)$$



شکل ۱۵- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب رطوبت نسبی گاز خشک ورودی

ثوابت این روابط، توسط افراد مختلف تعیین شده است که در کار حاضر، از ثوابت ارائه شده توسط پاروسایننتیفیک^۲ [۲۱] استفاده شده است. این ثوابت در محدوده دمایی $0 < T < 60^\circ\text{C}$ معتبر است.

$$B=17.27, C= 237.7^\circ\text{C}, D= 234.5^\circ\text{C}$$

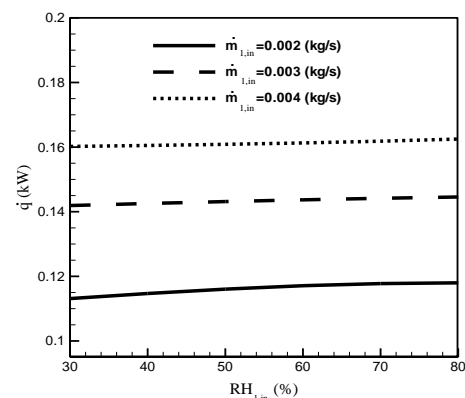
۳-۲-۴- تاثیر پارامترهای هندسی

در قسمت قبل، تاثیر برخی از پارامترهای جریان‌های ورودی به رطوبت‌زن را بر عملکرد رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله مورد بررسی قرار دادیم. در این قسمت، اثر پارامترهای هندسی را روی نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار تحت شرایط ورودی ارائه شده در جدول ۱ پرداخته می‌شود.

شکل‌های ۱۶ و ۱۷، تاثیر اندازه ضخامت لوله‌های غشایی بر نرخ انتقال حرارت و انتقال بخار را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود، افزایش ضخامت غشاء تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر نرخ انتقال حرارت ندارد که دلیل آن کم بودن مقاومت حرارتی غشاء در مقایسه با دیگر مقاومت‌های حرارتی است. در شکل ۱۷ نیز، تاثیر ضخامت غشاء بر نرخ انتقال بخار آب بین پوسته و لوله‌ها را نشان می‌دهد. افزایش

شکل ۱۴، تاثیر رطوبت نسبی روی نرخ انتقال حرارت را نشان می‌دهد. بر طبق این شکل، نرخ انتقال حرارت عمدتاً متاثر از دبی جرمی و دمای گاز خشک ورودی است و تغییر رطوبت نسبی گاز خشک ورودی، تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر نرخ انتقال حرارت ندارد، ولی با افزایش دبی جریان ورودی، گرادیان لگاریتمی درجه حرارت بین دو جریان افزایش یافته و نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

در شکل ۱۵، منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار آب بر حسب رطوبت نسبی گاز خشک ورودی نشان داده شده است. مطابق این شکل، اولاً با افزایش رطوبت نسبی گاز خشک ورودی غلظت بخار آب در سمت لوله‌ها افزایش می‌یابد؛ در نتیجه گرادیان غلظت بخار بین دو جریان، کاهش و در نتیجه نرخ انتقال بخار کاهش می‌یابد؛ ثانیاً در یک رطوبت نسبی معین، با افزایش دبی گاز خشک ورودی، نرخ انتقال بخار بدلیل افزایش گرادیان رطوبت در دو جریان افزایش می‌یابد با توجه به کم بودن مقدار بخار موجود در جریان پوسته، افزایش دبی جرمی گاز خشک بیش از 0.003 کیلوگرم بر ثانیه تاثیری قابل ملاحظه‌ای روی نرخ انتقال بخار ندارد.



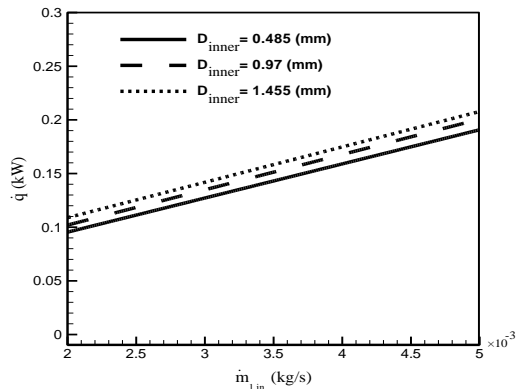
شکل ۱۴- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب رطوبت نسبی گاز خشک ورودی

دمای نقطه شبنم T_{dp} ، تابعی از رطوبت نسبی RH و درجه حرارت T است، لذا با داشتن دما و رطوبت نسبی در ورود و خروج از رطوبت‌زن می‌توان دمای نقطه شبنم را توسط رابطه مگنوس^۱ تعیین کرد [۲۰]:

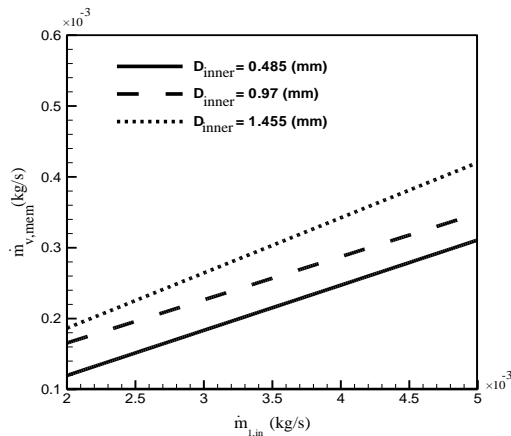
$$T_{dp} = \frac{C \times \gamma_m(T, RH)}{B - \gamma_m(T, RH)} \quad (25)$$

² Paroscientific

¹ Magnus



شکل ۱۸- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب قطر داخلی لوله‌های غشایی



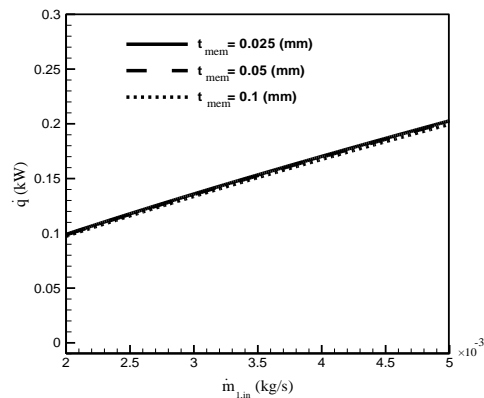
شکل ۱۹- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب قطر داخلی لوله‌های غشایی

در شکل‌های ۲۰ و ۲۱، تاثیر اندازه طول لوله‌های غشایی روی نرخ انتقال حرارت و انتقال بخار را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۲۰، با افزایش طول لوله‌ها نرخ انتقال حرارت تغییر قابل ملاحظه‌ای ندارد؛ زیرا افزایش طول لوله‌ها تاثیر قابل ملاحظه‌ای روی مقاومت حرارتی کلی ندارد. شکل ۲۱، تاثیر اندازه طول لوله‌ها روی نرخ انتقال بخار را نشان می‌دهد. با افزایش طول لوله‌ها، مساحت سطح غشاء افزایش یافته، در نتیجه نرخ انتقال بخار افزایش می‌یابد.

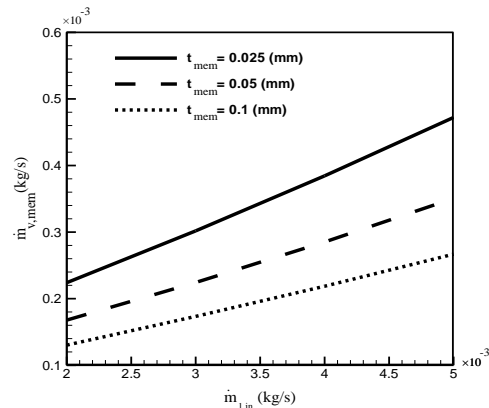
شکل‌های ۲۲ و ۲۳، اثر تعداد لوله‌های غشایی بر نرخ انتقال حرارت و انتقال بخار را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۲۲، اولاً با افزایش دبی گازهای خشک ورودی نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد؛ زیرا گرادیان دمای لگاریتمی در دو جریان افزایش می‌یابد. افزایش تعداد لوله‌ها از یک طرف، سبب

ضخامت غشاء، سبب افزایش مقاومت در مقابل انتقال بخار آب شده و نرخ انتقال بخار کاهش می‌یابد.

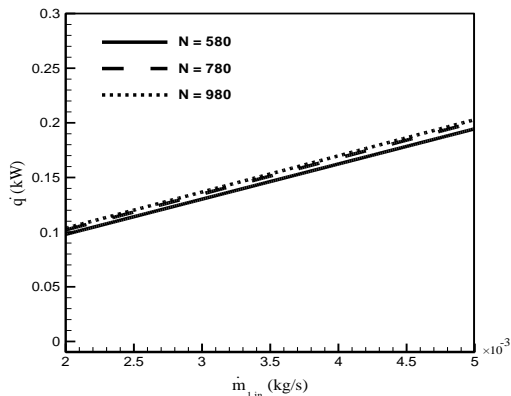
شکل‌های ۱۸ و ۱۹، تاثیر قطر داخلی لوله‌های غشایی روی نرخ انتقال حرارت و انتقال بخار را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۹، با افزایش قطر داخلی لوله‌ها، نرخ انتقال حرارت اندکی افزایش می‌یابد؛ زیرا با افزایش قطر لوله‌های غشایی، سطح انتقال حرارت افزایش می‌یابد. دلیل دیگر اینکه، با ثابت بودن قطر پوسته و افزایش قطر لوله‌ها، سطح مقطع عبور جریان در پوسته کمتر و سرعت جریان در آن افزایش می‌یابد که این دو عامل، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت کلی شده و نرخ انتقال حرارت اندکی افزایش می‌یابد. در شکل ۱۹ نیز، تاثیر تغییر اندازه قطر لوله‌ها روی نرخ انتقال بخار آب را نشان می‌دهد. با افزایش قطر داخلی لوله‌ها، مساحت سطح لوله‌های غشایی افزایش یافته، نرخ انتقال بخار افزایش می‌یابد.



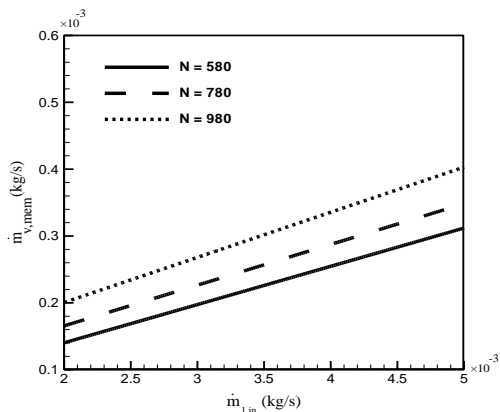
شکل ۱۶- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب ضخامت لوله‌های غشایی



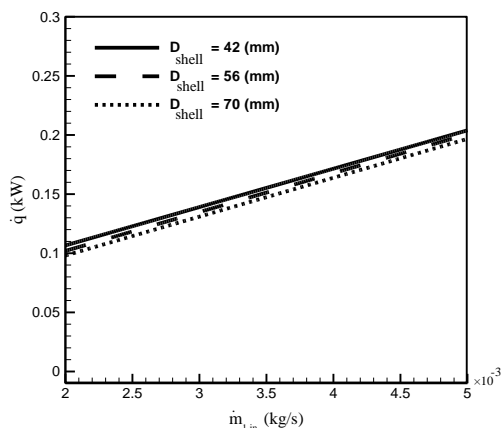
شکل ۱۷- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب ضخامت لوله‌های غشایی



شکل ۲۲- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب تعداد لوله‌های غشایی



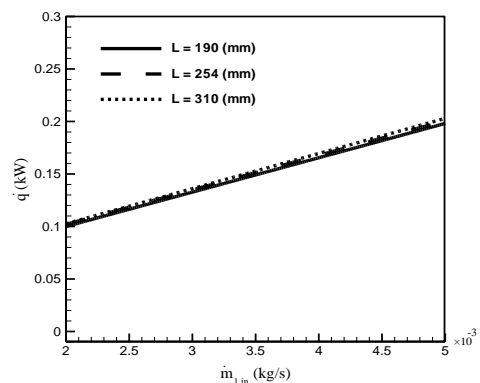
شکل ۲۳- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب تعداد لوله‌های غشایی



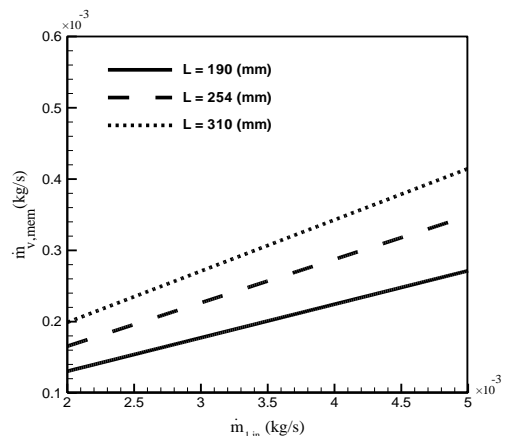
شکل ۲۴- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب قطر پوسته

کاهش ضریب انتقال حرارت داخل شده، از طرف دیگر، باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در پوسته می‌شود؛ در نتیجه نرخ انتقال حرارت اندکی افزایش می‌یابد، ولی مطابق شکل ۲۳ با افزایش تعداد لوله‌ها مساحت سطح غشاء افزایش یافته، نرخ انتقال بخار افزایش می‌یابد.

شکل‌های ۲۴ و ۲۵، تاثیر اندازه قطر پوسته بر نرخ انتقال حرارت و انتقال بخار را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۲۴، در یک قطر معین، با افزایش دبی گاز خشک ورودی نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد؛ زیرا با افزایش دبی گاز خشک ورودی، دمای متوسط گاز کاهش یافته و این باعث افزایش گرادیان دما در دو جریان می‌شود. برعکس با افزایش قطر پوسته نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد، زیرا با افزایش قطر پوسته، سرعت جریان در پوسته کاهش و این سبب کاهش ضریب انتقال حرارت می‌شود.



شکل ۲۵- منحنی تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب طول لوله‌های غشایی



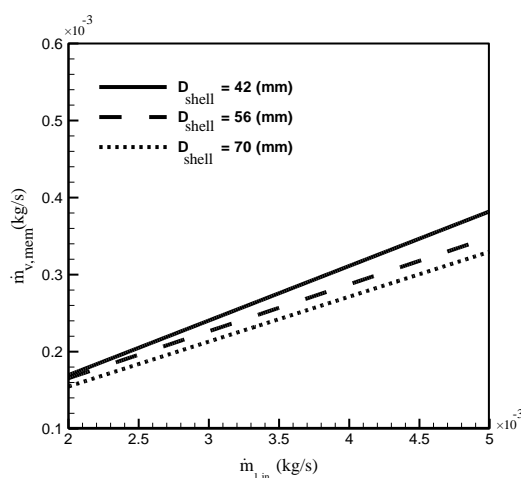
شکل ۲۶- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب طول لوله‌های غشایی

نسبی گازهای خشک ورودی بر نرخ انتقال حرارت، تاثیر قابل ملاحظه‌ای ندارد، ولی نرخ انتقال بخار را افزایش می‌دهد. در بخش دیگری از نتایج، تاثیر پارامترهای هندسی مانند طول، ضخامت و تعداد لوله‌های غشایی و همچنین اندازه قطر پوسته بر نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار آب نیز بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش قطر، اندازه و تعداد لوله‌های غشایی، نرخ انتقال بخار آب افزایش می‌یابد؛ ولی با افزایش قطر پوسته، نرخ انتقال بخار کاهش می‌یابد؛ همچنین با افزایش ضخامت، تعداد و طول لوله‌ها نرخ انتقال حرارت تغییر قابل ملاحظه‌ای ندارد، ولی افزایش قطر لوله‌ها، سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود.

۵- مراجع

- [1] Hassanzadeh H, Mansouri S H (2005) Efficiency of ideal fuel cell and carnot cycle from a fundamental perspective, Journal of Power and Energy, Vol. 219, No. 4, pp. 245-254.
- [2] Mench M M (2008) Fuel Cell Engines, pp. 29-34, New jersey, wily.
- [3] O'Hayre R, Cha S W, Colella W, Prinz F B (2009) Fuel Cell Fundamental, Second Edittion, pp. 1-19, New Jersey, Wily.
- [4] Ji M, Wei Z (2009) A review of water management in polymer electrolyte membrane fuel cells, Energies, Vol. 2, No. 4, pp. 1057-1106.
- [5] Ramya K, Sreenivas J, Dhathathreyan K S (2011) Study of a porous membrane humidification method in polymer electrolyte fuel cells, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 36, No. 22, pp. 14866-14872.
- [6] Hooreh N B, Afshari E (2014) A parametric study of the performance of a membrane humidifier for PEM fuel cell, Modares Mechanical Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 107-116.
- [7] Wang L, Xing D M, Liu Y H, Cai, Y H, Shao Z G, Zhai Y F, Zhong H X, Yi B L, Zhang H M (2006) Pt/SiO₂ catalyst as an addition to Nafion/PTFE self-humidifying composite membrane, Journal of Power Sources, Vol. 161, No. 1, pp. 61-67.
- [8] Ge S H, Li X G, Hsing I M (2004) Water Management in PEMFCs Using Absorbent Wicks, Journal of the Electrochemical Society, Vol. 151, No. 9, pp. 523-528.
- [9] Ge S, Li X, Hsing I M (2005) Internally humidified polymer electrolyte fuel cells using water absorbing sponge, Electrochimica Acta, Vol. 50, No. 9, pp. 1909-1916.
- [10] Vasua G, Tangirala A K, Viswanathan B, Dhathathreyan K S (2008) Continuous bubble humidification and control of relative humidity of

مطابق شکل ۲۵، در یک قطر معین، با افزایش دبی گاز خشک ورودی، نرخ انتقال بخار افزایش می‌یابد؛ زیرا با افزایش دبی گاز خشک، غلظت متوسط بخار در جریان عبوری از لوله‌ها کاهش و به تبع آن گردایان غلظت بخار در دو جریان افزایش می‌یابد. برعکس با افزایش قطر پوسته، نرخ انتقال بخار کاهش می‌یابد زیرا نرخ انتقال بخار وابسته به ضریب نفوذ بخار در غشاء است و با کاهش ضریب انتقال حرارت، دمای متوسط غشاء کاهش و به تبع آن ضریب نفوذ بخار کاهش می‌یابد.



شکل ۲۵- منحنی تغییرات نرخ انتقال بخار بر حسب قطر پوسته

۴- جمع بندی و نتیجه‌گیری

در این مقاله، انتقال حرارت و انتقال بخار (رطوبت) در رطوبت‌زن غشایی پوسته و لوله نوع گاز-گاز با دو جریان مخالف و موازی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج با نتایج تجربی و عددی پارک [۱۲] مقایسه شد که نتایج این مدل‌سازی از دقت بالاتری برخوردار است. نتایج نشان می‌دهد که عملکرد رطوبت‌زن جریان مخالف، بهتر از نوع جریان موازی است، لذا نتایج برای این نوع رطوبت‌زن ارائه شده است؛ همچنین تاثیر پارامترهای عملکردی رطوبت‌زن مانند، دما و رطوبت نسبی گاز خشک ورودی بر دمای گاز مرطوب خروجی، نرخ انتقال حرارت و نرخ انتقال بخار آب بین دو جریان بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای گاز خشک ورودی، نرخ انتقال حرارت و انتقال بخار کاهش می‌یابد. افزایش رطوبت

- H₂ for a PEMFC system, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 17, pp. 4640–4648.
- [11] Casalegno A, Antonellis S D, Colombo L, Rinaldi F (2001) Design of an innovative enthalpy wheel based humidification system for polymer electrolyte fuel cell, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, No. 8, pp. 5000-5009.
- [12] Huizing R (2007) Design and membrane selection for gas to gas humidifiers for fuel cell applications, M.Sc Thesis, University of Waterloo, Canada.
- [13] Chen D, Peng H (2005) A Thermodynamic Model of Membrane Humidifiers for PEM Fuel Cell Humidification Control, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 127, No. 3, pp. 424-432.
- [14] Huizing R, Fowler M, Mérida W, Dean J (2008) Design methodology for membrane-based plate-and-frame fuel cell humidifiers, *Journal of Power Sources*, Vol. 180, No. 1, pp. 265-275.
- [15] Yu S, Im S, Kim S, Hwang J, Lee Y, Kang S, Ahn K (2011) A parametric study of the performance of a planar membrane humidifier with a heat and mass exchanger model for design optimization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 7–8, pp. 1344-1351.
- [16] S. K. Park, S.Y. Choe, S.h. Choi, Dynamic modeling and analysis of a shell-and-tube type gas-to-gas membrane humidifier for PEM fuel cell applications, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 9, pp. 2273-2282, 2008.
- [17] Park S K, Choe S Y, Lim T W, Kim J S, Seo D H, Choi J H (2013) Analysis of a shell-and-tube type gas- to-gas membrane humidifier for an automotive polymer electrolyte membrane fuel cell power system, *inter. J. of Automotive Technology*, vol. 314, No. 3, pp. 449-457.
- [18] Dunlavy A (2009) Dynamic Modeling of Two-Phase Heat and Vapor Transfer Characteristics in a Gas-to-Gas Membrane Humidifier for Use in Automotive PEM Fuel Cells, M.Sc Thesis, University of Auburn, Alabama.
- [19] Springer T E, Zawodzinski T A, Gottesfeld S (1991) Polymer Electrolyte FuelCell Model, *J. Electrochemical Society*, Vol. 138, No. 8, pp. 2334–2342.
- [20] Parish O O, Putnam T W (1977) Equation for the determination of humidity from dew point and psychrometric data, national aeronautics and space administration. Washigton, D.C. January.
- [21] Barenbrug A W T (1974) *Psychrometry and Psychrometric Charts*, 3rd Edition, Cape Town, S.A.: Cape and Transvaal Printers Ltd.