

# بررسی و شبیه‌سازی چرخه‌ی خنک‌کن مبته‌ی بر طرح میسوتسنکو

مهدی توحیدلو (دانشجوی ارشد)

محمدعلی بختیاری (دانشجوی ارشد)

محمدحسن سعیدی\* (استاد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

مهندسی مکانیک شریف (بهار ۱۴۰۲)  
دوری ۳-۳، شماره ۱، ص. ۷۹-۸۸ (پژوهشی)

چرخه‌ی میسوتسنکو یک مفهوم ترمودینامیکی است که با استفاده از انرژی ناشی از گرمای نهان تبخیر آب، باعث خنک شدن جریان هوا می‌شود. این چرخه به دلیل خنک کردن دمای جریان هوا تا دمای نقطه‌ی شبنم آن، در حوزه تهویه مطبوع، به عنوان چرخه‌ی خنک‌کننده با بازدهی بالا شناخته شده است. در پژوهش حاضر، معادلات حاکم بر یک مبدل جرم - حرارت مبته‌ی بر چرخه‌ی میسوتسنکو، استخراج شده است. این مبدل جدید در شرایط آب و هوایی شهر تهران مورد بررسی واقع شده است. در مطالعه‌ی حاضر، دمای هوای شهر تهران در عبور از دستگاه، از  $40/2$  درجه سلسیوس تا  $22/2$  درجه خنک می‌شود. در این مطالعه اقلیم‌های مختلف ایران نیز بررسی شده‌اند. نتایج نشان داد که خنک‌کننده‌ی مبته‌ی بر چرخه‌ی میسوتسنکو، برای بیش از  $85\%$  جمعیت و برای بیش از  $86\%$  مناطق ایران، کارایی مطلوبی دارد و به طور متوسط با ضریب عملکرد متوسط  $31$  کار می‌کند.

**واژگان کلیدی:** چرخه‌ی میسوتسنکو، شبیه‌سازی، تبرید تبخیری، تهویه مطبوع، ضریب عملکرد، شرایط آسایش حرارتی.

mahdi.tohidloo@mech.sharif.edu  
mohammadali.bakhtiari@mech.sharif.edu  
saman@sharif.edu

## ۱. مقدمه

توسط ایشان با نام‌هایی همچون چرخه‌ی میسوتسنکو و چرخه‌ی ام شناخته شده است.

چرخه‌ی میسوتسنکو یک چرخه تبرید تبخیری غیر مستقیم است که قادر است دمای هوای ورودی را تا دمای نقطه شبنم آن کاهش دهد. پدیده‌ی مؤثر بر ایجاد سرمایش در این چرخه، تبخیر آب و استفاده از گرمای نهان تبخیر آن است. برای این چرخه نیز دو جریان هوای خروجی متفاوت وجود دارد. جریان هوای اول که بدون افزودن رطوبت خنک می‌شود و جریان هوای دوم که در حین خنک شدن، رطوبت نیز دریافت می‌کند. جریان هوای اول به مصرف‌کننده‌ی نهایی تحویل داده می‌شود که به همین دلیل با نام جریان محصول شناخته می‌شود. جریان هوای دوم نیز با توجه به رطوبت افزوده شده به آن، با نام جریان مرطوب شناخته می‌شود. جریان هوای مرطوب به جو تخلیه می‌شود یا می‌توان از آن برای کاربردهای خاص استفاده کرد.<sup>[۹]</sup>

در شکل ۱ طرح‌واره‌ی از جریان‌های ورودی و خروجی به یک سیستم تهویه مطبوع مبته‌ی بر چرخه‌ی میسوتسنکو نشان داده شده است.

فرایند خنک‌سازی در این چرخه به این صورت است که هوای ورودی به کانال‌های محصول هدایت می‌شود. هوا در حین عبور از درون این کانال‌ها خنک

بخش قابل توجهی از مصرف انرژی در سطح جهان در بخش خانگی و به منظور تأمین شرایط آسایش افراد مصرف می‌شود.<sup>[۱]</sup> مصرف انرژی در بخش مسکونی  $40$  درصد از کل مصرف انرژی جهانی است.<sup>[۱]</sup> به دلیل اثرات مخرب مصرف بی‌رویه انرژی بر محیط زیست، امروزه نیاز به کاهش مصرف انرژی بیش از پیش احساس شده است. به منظور کاهش مصرف انرژی در این بخش راهکارهای مختلفی از جمله بهبود عایق‌سازی منازل، بهبود بازده انرژی دستگاه‌های تهویه مطبوع و ابداع روش‌های جدیدی به منظور ایجاد سرمایش معرفی شده است.<sup>[۲-۵]</sup> در این میان بهبود بازده انرژی دستگاه‌ها به دلیل مقرون به صرفه بودن بسیار بیشتر از روش‌های دیگر مورد توجه پژوهشگران بوده است.<sup>[۶ و ۷]</sup> در این میان چرخه‌ها و دستگاه‌های جدید مبته‌ی بر این چرخه‌های جدید، توسط پژوهشگران به صنعت تهویه مطبوع معرفی شد. از جمله‌ی این چرخه‌ها، چرخه‌ی موسوم به میسوتسنکو دانشمند اهل شوروی سابق بوده است که یکی از بهینه‌ترین سیستم‌های موجود را معرفی کرده است.<sup>[۸]</sup> چرخه‌ی معرفی شده

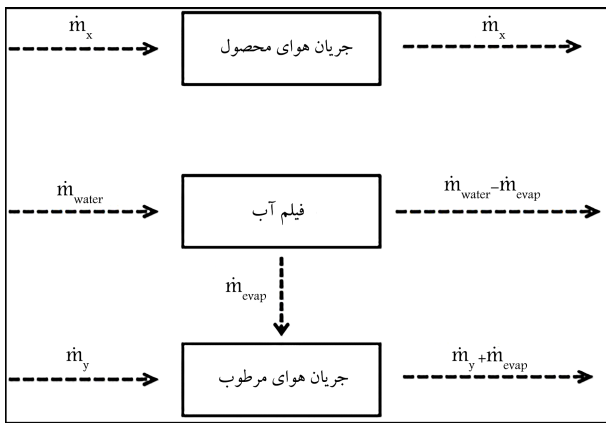
\* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۴۰۱/۴/۲۰، اصلاحیه ۱۴۰۱/۶/۲۳، پذیرش ۱۴۰۱/۷/۲۴

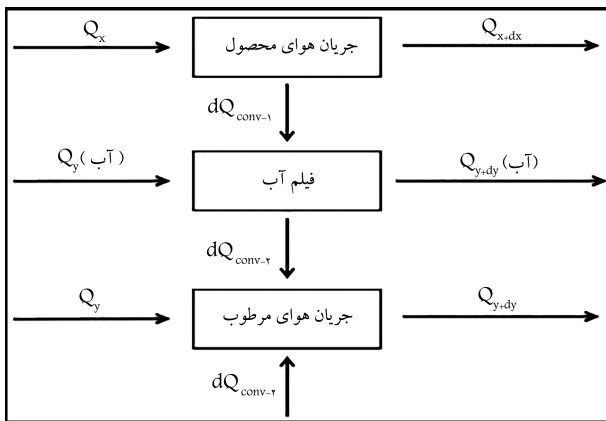
DOI:10.24200/J40.2022.60517.1648

استناد به این مقاله:

توحیدلو، مهدی، بختیاری، محمدعلی و سعیدی، محمدحسن (۱۴۰۲). «بررسی و شبیه‌سازی چرخه‌ی خنک‌کن مبته‌ی بر طرح میسوتسنکو»، مهندسی مکانیک شریف، (۱) ۳-۳۹، ص. ۷۹-۸۸



شکل ۳. طرح‌واره‌ی انتقال جرم در یک مبدل جرم - حرارت مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو.



شکل ۴. طرح‌واره‌ی انتقال حرارت در یک مبدل جرم - حرارت مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو.

نحوه‌ی انتقال جرم در سه حجم کنترل متفاوت را نشان می‌دهد. این سه حجم کنترل بر روی سه جریان متفاوت یعنی جریان هوای محصول، جریان هوای مرطوب و جریان آب هستند. شکل ۴ نیز طرح‌واره‌ی انتقال حرارت در این دستگاه است.

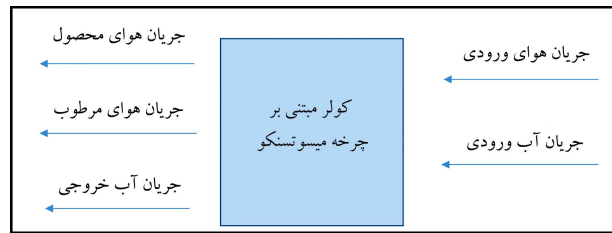
## ۱.۲. فرضیات

در این پژوهش از انتقال گرما به خارج از دستگاه صرف نظر شده و هوا نیز گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است. ضخامت دیواره‌ها ناچیز است به طوری که بتوان از مقاومت حرارتی آنها چشم پوشی کرد. همچنین دیواره‌ها نیز نفوذ ناپذیرند. از گرادیان دما درون جریان‌های هوا و آب صرف نظر شده است. همچنین میزان تبخیر آب در همه‌ی المان‌های در نظر گرفته شده در طبقه مرطوب، یکسان فرض شده است. عملکرد دستگاه نیز در شرایط پایا بررسی شده است.

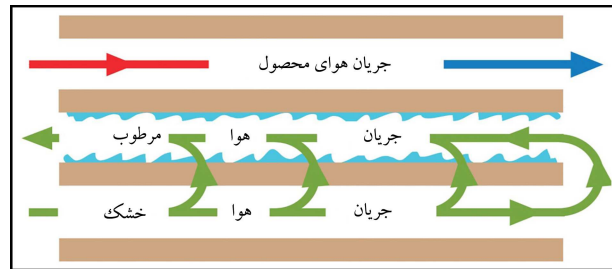
## ۲.۲. معادله‌ی حرارتی حاکم بر جریان هوا در طبقات خشک

با در نظر گرفتن شکل ۴، به عنوان حجم کنترل و نوشتن رابطه‌ی پایداری انرژی در طبقه‌ی خشک (جریان هوای محصول) معادله‌ی ۱ به دست می‌آید:

$$Q_{x+dx} - Q_x = -dQ_{conv-1} \quad (1)$$



شکل ۱. طرح‌واره‌ی از جریان‌های ورودی و خروجی به مبدل جرم - حرارت بر مبنای چرخه‌ی میسوتسنکو.



شکل ۲. شماتیک عملکردی چرخه‌ی میسوتسنکو. [۱۱]

می‌شود اما در هر بخش از مسیر، مقداری از گذر حجمی آن به کانال‌های مرطوب هدایت می‌شود. در کانال‌های مرطوب، جریان هوا در کنار جریان آب قرار گرفته و شرایط لازم برای رخ دادن پدیده‌ی تبخیر سطحی فراهم می‌شود. تبخیر آب در این بخش نیازمند انرژی گرمایی است که از سه بخش مختلف تأمین می‌شود. بخش اول مربوط به جریان هوای محصول است. بخش دوم و سوم مربوط به جریان‌های هوای مرطوب و آب است که با توجه به نوع طراحی این سیستم‌ها از نظر ظرفیت گرمایی در مقایسه با جریان هوای محصول بسیار کم‌تر بوده و به این ترتیب می‌توان از این دو بخش صرف‌نظر کرد. [۱۰] شکل ۲ نمونه‌ی از تقسیم جریان‌های هوا در سیستم‌های سرمایشی مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو را نشان می‌دهد. فقط بخشی از هوای ورودی رطوبت‌زنی شده و بخش دیگری به مصرف‌کننده تحویل داده می‌شود. همچنین هوا در حین عبور از درون کانال‌ها و همراه با خنک شدن، بخشی از جریان هوا جهت رطوبت‌زنی از مسیر اولیه‌ی خود خارج می‌شود. [۱۱]

با خنک کردن هوا بدون رطوبت‌زنی به آن، می‌توان هوا را با دمای پایین‌تری برای تهویه محیط از دستگاه خارج کرد بدون آن که از شرایط آسایش حرارتی خارج شوند و به این ترتیب اتلاف حرارتی ناشی از تهویه هوا را کاهش داده و برای خنک کردن محیطی مشخص، نیاز به تأمین بار سرمایشی کمتری است. [۴]

## ۲. معادلات حاکم و فرضیات مربوطه

در این مطالعه، ابتدا معادلات حاکم بر خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم مبتنی بر چرخه میسوتسنکو استخراج شده است و در ادامه با توجه به مدل‌سازی عددی تفاضل محدود و در نرم‌افزار متلب و با استفاده از اطلاعات هواشناسی حاکم بر شهر تهران به عنوان شرایط هوای ورودی، به صورت عددی حل شده‌اند. در نهایت نیز با استفاده از اطلاعات هواشناسی حاکم بر مراکز استان‌های کشور، امکان‌سنجی استفاده از این دستگاه در اقلیم‌های مختلف ایران بررسی شده است.

شکل‌های ۳ و ۴ طرح‌واره‌ی انتقال جرم و حرارت را در یک مبدل جرم حرارت مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو نشان می‌دهد. شکل ۳ طرح‌واره‌ی جرمی است که

به همین جهت برای جریان هوا در طبقات مرطوب، حجم کنترل حرارتی شکل ۴ و حجم کنترل جرمی شکل ۳ در کنار هم بررسی شده‌اند. با در نظر گرفتن شکل ۴ و نوشتن رابطه‌ی پایداری انرژی برای حجم کنترل جریان هوای مرطوب، معادله‌ی ۱۰ به دست می‌آید:

$$Q_{y+dy} - Q_y = 2 \times dQ_{conv-2} \quad (10)$$

در معادله‌ی ۱۰،  $Q_y$  و  $Q_{y+dy}$  به ترتیب نشان‌دهنده‌ی انرژی داخلی جریان هوا، قبل و بعد از ورود به حجم کنترل هستند.  $Q_{conv-2}$  گرمای منتقل شده از طرف دیواره‌ها و فیلم آب به جریان هواست. متغیرهای معادله‌ی ۱۰ از معادلات ۱۱ تا ۱۳ محاسبه می‌شوند:

$$Q_y = \dot{m}_y \times C_{p-air} \times T_w(x, y) \quad (11)$$

$$Q_{y+dy} = \dot{m}_y \times C_{p-air} \times (T_w(x, y) + dT_w) + \dot{m}_{evap} \times h_{fg} \quad (12)$$

$$dQ_{conv-2} = h_{wet} \times \bar{i}_x \times (T_w(x, y) - T_f(x, y)) \times dy \quad (13)$$

در این معادلات،  $\dot{m}_y$  گذر جرمی جریان هوا و  $\dot{m}_{evap}$  نرخ تبخیر آب (بخار آب منتقل شده به جریان هوا) در اثر تبخیر سطحی است.  $T_f$  و  $T_w$  به ترتیب دمای جریان هوا در طبقات مرطوب و دمای جریان آب هستند.  $\bar{i}_x$  عرض کانال‌های مرطوب است.  $C_{p-air}$  و  $h_{wet}$  نیز به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی جریان هوا و ظرفیت گرمایی ویژه‌ی آن هستند.  $dy$  نیز طول حجم کنترل مفروض است. همچنین  $h_{fg}$  گرمای نهان تبخیر واحد جرم آب است. با جایگذاری مقادیر هر یک از متغیرهای معادله‌ی ۱۰ و ساده‌سازی، معادله‌ی ۱۴ به دست می‌آید:

$$\dot{m}_y \times C_{p-air} \times dT_w = 2 \times h_{wet} \times \bar{i}_x \times (T_w(x, y) - T_f(x, y)) \times dy - \dot{m}_{evap} \times h_{fg} \quad (14)$$

برای محاسبه‌ی گذر جرمی هوا در طبقات مرطوب نیز از معادله‌ی ۱۵ استفاده می‌شود:

$$\dot{m}_y = \rho_{air} \times V_w \times \bar{i}_x \times (H_w - H_f) \quad (15)$$

$V_w$  و  $\rho_{air}$  به ترتیب سرعت جریان هوا و چگالی جریان هوا هستند.  $H_f$  و  $H_w$  نیز به ترتیب ارتفاع کانال‌های مرطوب و ضخامت فیلم آب هستند.

#### ۴.۲. معادله‌ی حرارتی حاکم بر جریان آب در طبقات مرطوب

مشابه با جریان هوا در طبقات مرطوب، حجم کنترل حرارتی شکل ۴ و حجم کنترل جرمی شکل ۳ برای جریان آب نیز در نظر گرفته شده است. رابطه پایداری انرژی در حجم کنترل جریان آب در شکل ۳ به صورت معادله‌ی ۱۶ می‌شود:

$$Q_{y+dy}(water) - Q_y(water) = dQ_{conv-1} - dQ_{conv-2} \quad (16)$$

که در آن  $Q_y(water)$  و  $Q_{y+dy}(water)$  به ترتیب نشان‌دهنده‌ی انرژی داخلی فیلم آب قبل و بعد از ورود به حجم کنترل هستند.  $Q_{conv-1}$  و  $Q_{conv-2}$  نیز به ترتیب گرمای منتقل شده از دیواره به فیلم آب و گرمای منتقل شده از طرف جریان هوای مرطوب به فیلم آب هستند. متغیرهای رابطه‌ی ۱۶ از معادلات ۱۷ تا ۲۰

که در آن  $Q_x$  و  $Q_{x+dx}$  نشان‌دهنده‌ی انرژی گرمایی جریان هوا، به ترتیب قبل و بعد از ورود به حجم کنترل هستند.  $Q_{conv-1}$  نیز گرمای منتقل شده از جریان هوا به دیواره‌هاست که به صورت غیرمستقیم به فیلم آب جاری در طبقات مرطوب تحویل داده می‌شود. هر یک از متغیرهای معادله‌ی ۱ با استفاده از معادلات ۲ تا ۴ محاسبه می‌شوند:

$$Q_x = \dot{m}_x \times C_{p-air} \times T_p(x, y) \quad (2)$$

$$Q_{x+dx} = \dot{m}_x \times C_{p-air} \times (T_p(x, y) + dT_p) \quad (3)$$

$$dQ_{conv-1} = h_{product} \times \bar{i}_y \times (T_p(x, y) - T_f(x, y)) \times dx \quad (4)$$

که در این معادلات  $\dot{m}_x$  گذر جرمی جریان هواست.  $T_p$  و  $T_f$  به ترتیب دمای جریان هوا در طبقات خشک و دمای جریان آب هستند.  $\bar{i}_y$  عرض کانال‌های درون طبقه خشک (کانال‌های جریان‌های خشک و محصول) است.  $C_{p-air}$  و  $h_{product}$  نیز ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی جریان هوا و ظرفیت گرمایی ویژه آن هستند.  $dx$  طول حجم کنترل است. با جایگذاری مقادیر هر یک از متغیرهای معادله‌ی ۱، معادله‌ی ۵ به دست می‌آید:

$$\dot{m}_x \times C_{p-air} \times (T_p(x, y) + dT_p) - \dot{m}_x \times C_{p-air} \times T_p(x, y) = -h_{product} \times \bar{i}_y \times (T_p(x, y) - T_f(x, y)) \times dx \quad (5)$$

گذر حجمی جریان هوا نیز با استفاده از معادله‌ی ۶ محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_x = \rho_{air} \times V_p \times \bar{i}_y \times H_p \quad (6)$$

$V_p$  و  $\rho_{air}$  به ترتیب سرعت جریان هوا و چگالی جریان هوا هستند و  $H_p$  نیز ارتفاع کانال‌های خشک (خشک و محصول) است. با ترکیب معادلات ۵ و ۶ و انجام ساده‌سازی، معادله‌ی ۷ به دست آمد:

$$\frac{dT_p}{(T_p(x, y) - T_f(x, y))} = \frac{-h_{product}}{\rho_{air} \times V_p \times C_{p-air} \times H_p} dx \quad (7)$$

با انتگرال‌گیری از معادله‌ی ۷، رابطه‌ی ۸ برای محاسبه‌ی دمای نهایی جریان هوا در خروجی مبدل به دست می‌آید که در معادله‌ی ۸ نشان داده شده است:

$$T_p(L, y) = (T_p(0, y) - T_f(x, y)) \times e^{-\left(\frac{h_{product} \times L}{\rho_{air} \times V_p \times C_{p-air} \times H_p}\right)} + T_f(x, y) \quad (8)$$

$T_p(0, y)$  دمای اولیه جریان هوا در ورودی به مبدل و  $T_p(L, y)$  دمای جریان هوا در خروجی مبدل است. معادله‌ی ۸ در حالت کلی برای هر نقطه‌ی مانند  $x$  و  $y$  در مبدل به صورت معادله‌ی ۹ خواهد بود:

$$T_p(x, y) = (T_p(x, y) - T_f(x, y)) \times e^{-\left(\frac{h_{product} \times x}{\rho_{air} \times V_p \times C_{p-air} \times H_p}\right)} + T_f(x, y) \quad (9)$$

$x, y$  نقطه‌ی اولیه و  $x, y$  مدنظر است.

#### ۳.۲. معادله‌ی حرارتی حاکم بر جریان هوا در طبقات مرطوب

در یک مبدل جرم حرارت مثبتی بر پرچخه‌ی میسوسنسکو، در طبقات مرطوب، جریان هوا و آب، با هم در تماس هستند و در کنار تبادل انرژی، تبادل جرم نیز اتفاق می‌افتد.

محاسبه می‌شود:

$$Q_y(\text{water}) = \dot{m}_{\text{water}} \times C_{p-\text{water}} \times T_f(x, y) \quad (17)$$

$$Q_{y+dy}(\text{water}) = \dot{m}_{\text{water}} \times C_{p-\text{water}} \times (T_f(x, y) + dT_f) - \dot{m}_{\text{evap}} \times h_{fg} \quad (18)$$

$$dQ_{\text{conv-1}} = h_{\text{product}} \times \bar{i}_y \times (T_p(x, y) - T_f(x, y)) \times dx \quad (19)$$

$$dQ_{\text{conv-2}} = h_{\text{wet}} \times \bar{i}_x \times (T_w(x, y) - T_f(x, y)) \times dy \quad (20)$$

$\dot{m}_{\text{evap}}$  و  $\dot{m}_{\text{water}}$  به ترتیب گذر حجمی فیلم آب و نرخ تبخیر آب هستند.  $T_p$ ،  $T_w$  و  $T_f$  به ترتیب دمای جریان هوا در طبقات خشک، جریان هوا در طبقات مرطوب و دمای جریان آب هستند.  $C_{p-\text{water}}$  نیز ظرفیت گرمایی ویژه آب است.  $h_{fg}$  و  $h_{\text{wet}}$ ،  $h_{\text{product}}$  نیز به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای جریان هوا در طبقه‌ی خشک، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی جریان هوا در طبقات مرطوب و گرمای نهان تبخیر واحد جرم آب هستند.  $\bar{i}_x$  و  $\bar{i}_y$  به ترتیب عرض کانال‌های خشک و مرطوب هستند،  $dx$  و  $dy$  نیز ابعاد حجم کنترل هستند. با جایگذاری مقادیر متغیرهای معادله‌ی ۱۶ و ساده‌سازی آن، معادله‌ی ۲۱ به دست می‌آید:

$$h_{\text{product}} \times \bar{i}_y \times (T_p(x, y) - T_f(x, y)) \times dx - h_{\text{wet}} \times \bar{i}_x \times (T_w(x, y) - T_f(x, y)) \times dy + \dot{m}_{\text{evap}} \times h_{fg} = \dot{m}_{\text{water}} \times C_{p-\text{water}} \times dT_f \quad (21)$$

همچنین از معادله‌ی ۲۲ گذر حجمی فیلم آب محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_{\text{water}} = \rho_{\text{water}} \times V_f \times \bar{i}_x \times H_f \quad (22)$$

$V_f$  سرعت جریان آب،  $\rho_{\text{water}}$  چگالی آب و  $H_f$  نیز ارتفاع فیلم آب در کانال‌های مرطوب است.

## ۵.۲. شرایط مرزی

برای حل معادلات حرارتی به دست آمده، تعیین شرایط مرزی ضرورت دارد. به همین منظور برای هر یک از دماها به سه شرط اولیه نیاز است. همچنین نرخ تبخیر سطحی در هر المان ( $\dot{m}_{\text{evap}}$ ) نیز یکی از مجهولات است که در ادامه به محاسبه‌ی آن نیز پرداخته می‌شود. شکل ۵ نیز راستای محورها را بر روی یک مبدل جرم حرارت مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو نشان می‌دهد. بررسی در راستاهای افقی صورت می‌گیرد تا شرایط بهینه مشخص شود. همچنین به دلیل تقارن در راستای عمودی، بررسی‌های این راستا اهمیت چندانی ندارد و با استفاده از تعداد طبقات در راستای عمودی حجم هوای عبوری از کل دستگاه کنترل شده است.

۱. به ازای  $x=0$  می‌توان گفت که:

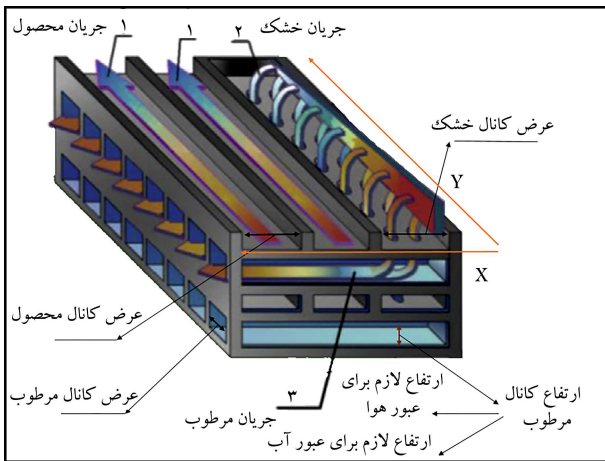
$$T_p(0, y) = T_{\text{intake}} \quad (23)$$

که در آن  $T_{\text{intake}}$  دمای هوای ورودی به مبدل است.

۲. به ازای  $y=0$  می‌توان گفت که:

$$T_f(x, 0) = T_{fi} \quad (24)$$

$T_{fi}$  دمای آب وارد شده به مبدل است.



شکل ۵. نمای سه‌بعدی مبدل حرارت و جرم مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو. [۱۲]

۳. به ازای  $y=0$  می‌توان گفت که:

$$T_w(x, 0) = T_p(x, 0) = (T_p(x, 0) - T_f(x, 0)) e^{-\left(\frac{h_{\text{product}} \times x}{\rho_{\text{air}} \times V_p \times C_{p-\text{air}} \times H_p}\right)} + T_f(x, 0) \quad (25)$$

۴. برای تعیین مقدار پارامتر  $\dot{m}_{\text{evap}}$  نیز به طریق زیر انجام می‌شود:

با استفاده از معادله‌ی ۲۶ مقدار کل آب مصرفی در مبدل محاسبه شده‌است:

$$\text{evaporation ratio total} = \text{evaporation ratio} \times \text{NW} \times N \quad (26)$$

که در آن  $N$  تعداد طبقات و  $\text{NW}$  نیز تعداد کانال‌های مرطوب در هر طبقه‌اند. در هر کانال مرطوب نرخ تبخیر آب از معادله‌ی ۲۷ که بر نظریه‌ی چرخه‌ی میسوتسنکو، مبنی بر این که در خروجی مرطوب هوا از رطوبت اشباع شده است، استوار می‌باشد، تخمین زده شده است. [۱۳]

$$\text{evaporation ratio} = \dot{m}_y \times (\omega_s - \omega_i) \quad (27)$$

$\omega_i$  و  $\omega_s$  به ترتیب رطوبت مطلق در حالت اشباع و رطوبت مطلق اولیه هستند. همچنین  $\dot{m}_y$  گذر حجمی جریان هوا در کانال مرطوب است. رطوبت مطلق نیز از معادله‌ی ۲۸ تعیین می‌شود: [۱۴]

$$\omega \left( \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{kg}_{\text{air}}} \right) = 0.622 \times \left( \frac{\phi \times P_g}{P_{\text{air}} - \phi \times P_g} \right) \quad (28)$$

که در آن  $\phi$  رطوبت نسبی جریان هوا،  $P_{\text{air}}$  فشار هوا و  $P_g$  فشار اشباع بخار آب است. از معادله‌ی ۲۹ نیز برای تخمین فشار اشباع بخار آب استفاده می‌شود: [۱۵]

$$P_g(\text{kpa}) = 0.61 \times \exp\left(\frac{17.625 \times T}{T + 243.04}\right) \quad (29)$$

که در آن  $T$  دمای هواست. نرخ تبخیر آب نیز با توجه به فرض یکسان بودن تبخیر سطحی در همه‌ی المان‌ها و با استفاده از معادله‌ی ۳۰ تعیین می‌شود:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = \frac{\text{evaporation ratio}}{n} \quad (30)$$

که در آن  $n$  برابر تعداد المان‌ها در راستای  $y$  تا انتهای کانال مرطوب است.

جدول ۲. شرایط آب و هوایی مراکز استان‌های ایران.

شهر	دمای نقطه شبنم (C)	دمای حباب مرطوب (C)	دمای حباب خشک (C)
اراک	۲/۹	۱۵/۸	۳۵/۳
اردبیل	۱۳/۳	۱۸/۱	۲۸/۱
ارومیه	۱۰/۱	۱۷/۷	۳۲
اصفهان	۲/۲	۱۶/۶	۳۸/۱
اهواز	۱۰/۱	۲۲/۹	۴۶/۹
بجنورد	۷/۳	۱۷/۳	۳۳/۹
بندر عباس	۱۹/۵	۲۵/۳	۴۰/۱
بوشهر	۱/۱	۱۹/۱	۴۲/۹
بیرجند	۲	۱۶/۲	۳۷
تبریز	۵/۱	۱۶/۴	۳۴/۲
تهران	۵/۶	۱۸/۱	۳۸/۸
خرم آباد	۲	۱۷/۳	۳۹/۵
رشت	۲۱/۳	۲۴/۳	۳۲/۱
زاهدان	۰/۱	۱۶/۱	۳۸
زنجان	۵/۶	۱۶	۳۳
ساری	۲۲/۱	۲۵/۳	۳۴
سمنان	۶/۳	۱۸/۷	۳۹/۷
سندج	۱/۴	۱۶/۲	۳۷/۲
شهرکرد	۱/۹	۱۴/۷	۳۳/۶
شیراز	۴/۷	۱۷/۴	۳۸/۲
قزوین	۵/۸	۱۷/۲	۳۵/۸
کرمان	۰/۸	۱۵/۷	۳۷
کرمانشاه	۳/۶	۱۷/۴	۳۸/۸
گرگان	۱۹/۱	۲۳/۸	۳۵/۱
مشهد	۶/۱	۱۷/۶	۳۶/۱
همدان	۵	۱۶/۲	۳۴/۵
یاسوج	۰/۵	۱۴/۷	۳۴/۵
یزد	۱/۵	۱۶/۸	۴۰/۹

جدول ۱. مشخصات ابعادی کانال‌ها. [۱۷]

نوع کانال	تعداد کانال‌های موجود در هر طبقه	پهنا × طول × ارتفاع (mm × mm × mm)
محصول	۸	۳ × ۸۰۰ × ۵۰
خشک	۴	۳ × ۸۰۰ × ۵۰
مرطوب	۲۰	۶ × ۳۰۰ × ۸۰

### ۶.۲. ضریب عملکرد و نسبت بازدهی انرژی

برای مقایسه‌ی میزان بازدهی انرژی دو متغیر نسبت بازدهی انرژی و ضریب عملکرد مورد استفاده قرار می‌گیرند. همچنین برای بررسی کارایی دستگاه در خنک کردن هوا، کمیت‌های بازده دمایی حباب مرطوب و بازده نقطه‌ی شبنم چنین تعریف شده‌اند: [۱۶]

$$COP = \frac{\text{Cooling capacity}}{\text{Power usage}} \quad (31)$$

$$EER = 3/41 \times COP \quad (32)$$

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{db,aire} - T_{db,airo}}{T_{db,aire} - T_{wb,aire}} \quad (33)$$

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{db,aire} - T_{db,airo}}{T_{db,aire} - T_{dp,aire}} \quad (34)$$

### ۷.۲. مشخصات ساختاری دستگاه

ابعاد کانال‌ها و تعداد آنها در هر طبقه با الهام از نتایج ارائه شده در جدول ۱ [۱۷] قابل مشاهده است.

سرعت هوای ورودی به کانال‌ها نیز ۳ متر بر ثانیه است.

### ۸.۲. مشخصات آب و هوایی

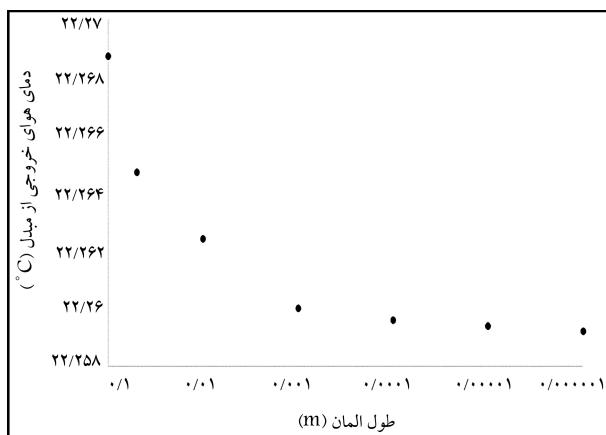
اطلاعات آب و هوایی بعضی شهرهای ایران برای سال ۲۰۱۷ در جدول ۲ قابل مشاهده است. [۱۸] با استفاده از این اطلاعات و نیز حل معادلات حاکم بر یک مبدل جرم - حرارت مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکوکه در بخش‌های پیشین استخراج شده است، عملکرد یک خنک‌کننده‌ی مبتنی بر چرخه‌ی میسوتسنکو، در کشور ایران مورد بررسی قرار گرفته است که در ادامه نتایج آن ارائه شده است.

### ۳. شبیه‌سازی نرم‌افزاری

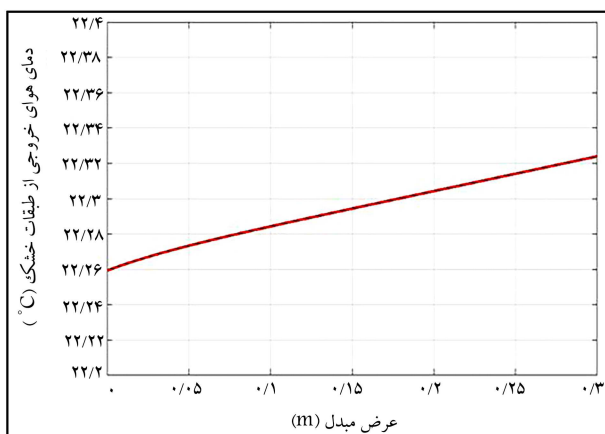
حل معادلات با کمک نرم‌افزار متلب انجام شده است. مش مورد استفاده برای حل به صورت دستی، متقارن و در مختصات کارترزین تعریف شده است. برای اهداف این پژوهش از مش با یک میلیون المان استفاده شده است. الگوریتم حل مورد استفاده بر مبنای اصول تفاضل محدود بوده و خطای ناشی از حل معادلات نیز از مرتبه‌ی اول است.

### ۱.۳. استقلال از مش

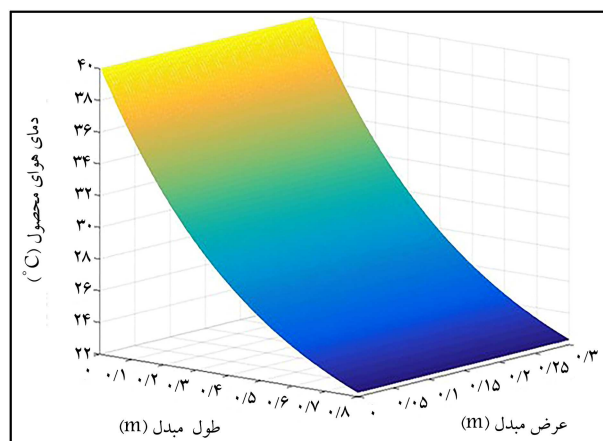
برای بررسی استقلال نتایج از اندازه مش، دمای هوای محصول خروجی از مبدل در اندازه‌های مختلف ابعاد المان مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاصل در نمودار شکل ۶ نشان داده شده است. با استفاده از نتایج این نمودار، اندازه‌ی المان ۱ میلی‌متری برای محاسبه و شبیه‌سازی انتخاب شد. زیرا در ابعاد مش کوچک‌تر از ۱ میلی‌متر



شکل ۶. بررسی استقلال نتایج از مش بندی مورد استفاده برای حل با بررسی دمای هوای محصول خروجی از مبدل.



شکل ۸. روند تغییرات دمای هوای خروجی از کانال‌های محصول در راستای عرض مبدل جرم - حرارت.

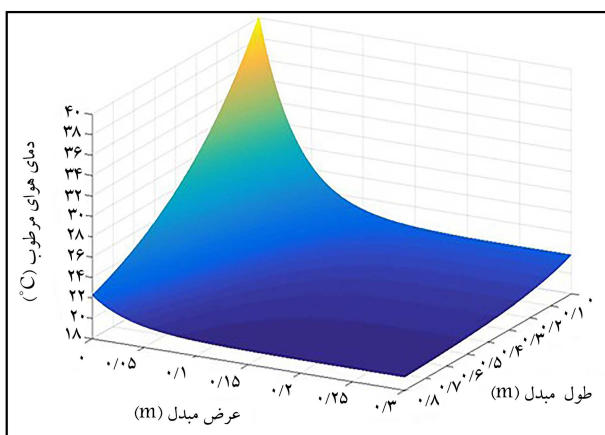


شکل ۷. روند تغییرات دمای هوای درون نیم طبقه کانال‌های محصول.

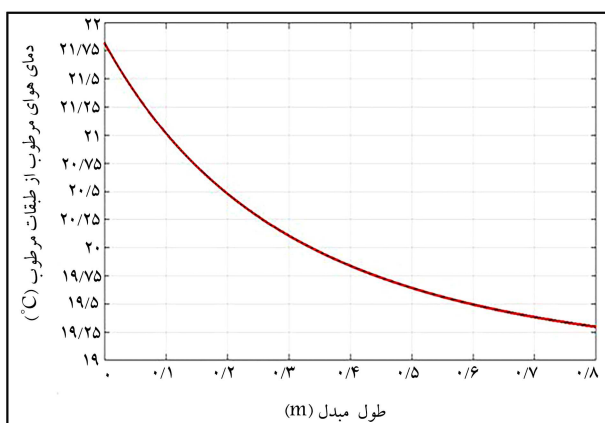
نتایج همگرا شده و کوچک‌تر کردن ابعاد مش تأثیر چشمگیری بر نتایج ندارد. درصد خطا ناشی از تغییر اندازه‌ی مش کم‌تر از  $0.56\%$  است. برای مش نیز از مش متعامد استفاده شده، به طوری که سطح مورد نظر با استفاده از مربع‌هایی با طول ضلع مورد نظر، مش بندی شده است.

#### ۴. نتایج و بحث

با در نظر گرفتن شرایط آب و هوایی شهر تهران به عنوان هوای ورودی به مبدل، مشخصات عملکردی و تحلیل دمایی روی این دستگاه انجام گرفته و در مرحله‌ی بعد، عملکرد دستگاه و امکان استفاده از آن در شهرهای مختلف ایران نیز مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به تقارن، بررسی‌ها به جای طبقه کامل، بر روی نیم طبقات انجام شده است.



شکل ۹. روند تغییرات دما جریان هوا در نیم طبقات مرطوب.



شکل ۱۰. روند تغییرات دمای هوای خروجی از کانال‌های مرطوب در راستای طول مبدل.

تماس مستقیم این جریان هوا با فیلم آب است. با نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی یکسان، گذر حجمی (که ندرتاً به معنای کمتر بودن محتوای انرژی جریان است) باعث می‌شود که نرخ انتقال حرارت یکسان اثر بیشتری بر روی تغییر دما داشته باشد. در شکل ۱۰ نیز روند تغییرات دمای جریان هوای خروجی از کانال‌های مرطوب را نشان می‌دهد. در این نمودار دما در خروجی کانال‌های مرطوب نشان داده شده

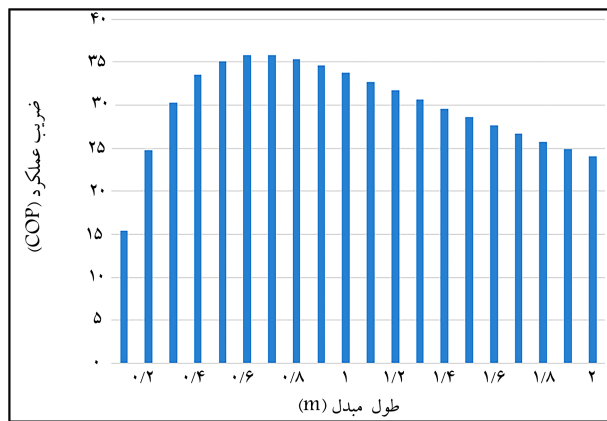
#### ۱.۴. جریان هوا در نیم طبقه خشک (جریان هوای محصول)

روند تغییرات دمای جریان هوای محصول در نیم طبقات خشک در شکل ۷ نشان داده شده است. جریان هوا در ورودی این بخش (بخش راست نمودار) بالاترین دما در چرخه را داشته و با طی کردن مسیر از پیش تعیین شده، انرژی درونی خود را از دست داده و دمای آن کاهش می‌یابد. نکته‌ی قابل توجه اختلاف دمای جریان از درون مبدل به سمت بیرون است یعنی با دور شدن از مخزن میانی آب، دمای هوای خروجی در مقایسه با هوای کنار دست مخزن، بیشتر است. این اختلاف در شکل ۸ به صورت نموداری قابل مشاهده است. دمای جریان هوای خروجی در کنار مخزن آب  $22/26$  درجه سلسیوس و دمای جریان هوای خروجی در دورترین نقطه از مخزن (که در این جا  $30$  سانتی متر است)  $22/23$  درجه سلسیوس است. این اختلاف در طراحی پیش رو کم و بعضاً قابل صرف نظر کردن است، اما برای ساخت دستگاه‌های بزرگ‌تر بایستی مورد بررسی قرار گیرد.

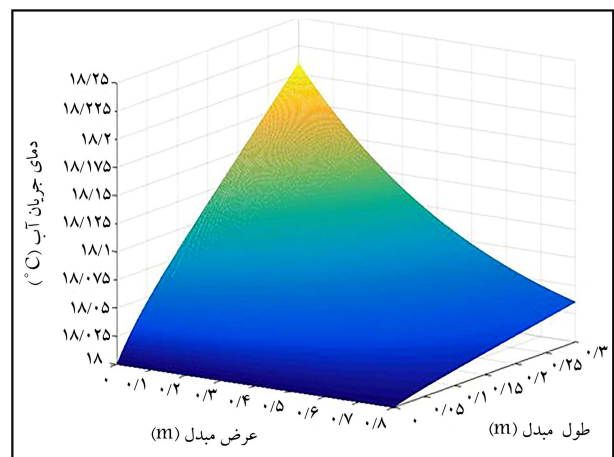
#### ۲.۴. جریان هوا در نیم طبقه‌ی مرطوب (جریان هوای رطوبت‌زنی)

شده)

در شکل ۹ روند تغییرات دمایی جریان هوا درون نیم طبقه‌ی مرطوب قابل مشاهده است. افت دما در این بخش بیشتر از بخش هوای محصول است که دلیل آن کمتر بودن گذر حجمی هوا در این بخش به نسبت طبقه‌ی هوای محصول و همچنین



شکل ۱۳. روند تغییرات دمای آب در خروجی طبقات مرطوب.



شکل ۱۱. روند تغییرات دمای فیلم آب در نیم طبقات مرطوب.

دستگاه در اثر افزایش طول مبدل، طول ۸/ متر به عنوان طول بهینه انتخاب شده است.

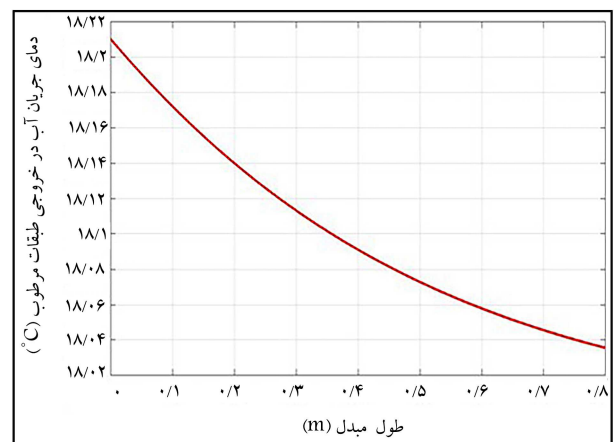
#### ۵.۴. عملکرد دستگاه در ایران

در این مرحله عملکرد دستگاه در شهرهای مختلف ایران مورد بررسی قرار گرفته است. این بررسی بر دو محور اصلی متمرکز شده است. محور اول شرایط آسایش حرارتی و محور دوم شرایط بازده مصرف انرژی. در جدول ۳ عملکرد حرارتی مبدل جرم حرارت مبتنی بر چرخه‌ی میسوئسنکو آورده شده است. ستون‌های مربوط به دمای هوای خروجی از خنک‌کننده و رطوبت نسبی خروجی بر شرایط آسایش حرارتی مؤثرند.<sup>[۱۹]</sup> دستگاه‌های سرمایش تبخیری متداول در شرایط ایده‌آل و با راندمان ۱۰٪ توانایی کاهش دمای هوای ورودی تا دمای حباب مرطوب را دارند.<sup>[۲۰]</sup> این دستگاه با استفاده از بازده دمایی حباب مرطوب با سایر سیستم‌های سرمایش تبخیری قابل مقایسه است. در شرایط ایده‌آل دستگاه‌هایی که بر مبنای چرخه‌ی میسوئسنکو عمل می‌کنند، می‌توانند هوای ورودی را تا نزدیکی دمای نقطه‌ی شبنم آن خنک کنند.<sup>[۲۱]</sup> با استفاده از ستون بازده نقطه‌ی شبنم نیز عملکرد دستگاه مورد تحلیل در این مطالعه در استان‌های مختلف با حالت ایده‌آل دستگاه مقایسه شده است.

در جدول ۴ نیز عملکرد دستگاه در مصرف انرژی و آب نشان داده شده است. طبق استاندارد ملی ایران به شماره ۴۹۱۰، سیستم‌های مبتنی بر سرمایش تبخیری با نسبت بازده انرژی بالاتر از ۴۳/۸۱ در رده‌بندی انرژی الف قرار می‌گیرند. ضریب عملکرد دستگاه برای مقایسه با سیستم‌های سرمایش تراکمی متداول مناسب است. ستون مربوط به نرخ تبخیر آب مربوط به بیشینه‌ی تبخیر آب درون دستگاه در هر ساعت است. که بیان‌گر میزان مصرف آب این دستگاه است که به نسبت سایر سیستم‌های موجود در صنعت تهویه مطبوع مصرف به مراتب پایین‌تری را دارد.

#### ۵. صحت‌سنجی نتایج

برای صحت‌سنجی نتایج به دست آمده، از اطلاعات شرکت سیلی اینترنشنال استفاده شده است. این شرکت با تولید دستگاه‌های تهویه مطبوع تبخیری غیرمستقیم مبتنی بر چرخه‌ی میسوئسنکو راه را برای توسعه این فناوری باز کرده است. در میان محصولات این مجموعه، خنک‌کننده‌ی ام ۵۰ شبیه‌ترین عملکرد را به دستگاه بررسی شده در این پژوهش دارد. خنک‌کننده‌ی ام ۵۰ طبق استاندارد اشری ۱۴۳ آزمایش شده و ضریب عملکرد آن حدود ۲۹/۳ است.<sup>[۲۱]</sup> همچنین این دستگاه با ظرفیت هوادهی



شکل ۱۲. روند تغییرات دمای آب در خروجی طبقات مرطوب.

است. مشاهده می‌شود که دمای هوای خروجی از اولین کانال مرطوب در حدود ۲۱/۸ درجه سلسیوس است در حالی که دمای هوای خروجی از آخرین کانال مرطوب در حدود ۱۹/۳ درجه سلسیوس است.

#### ۳.۴. جریان فیلم آب

در شکل ۱۱ روند تغییرات دمای جریان آب درون نیم طبقات مرطوب نمایش داده شده است. شکل ۱۲ نیز نمایانگر تغییرات دمای جریان آب در خروجی کانال‌های مرطوب است. نکته‌ی مهم در بررسی‌های صورت‌گرفته در این دوشکل در یکپارچگی دمایی در صفحات است؛ یعنی وجود دیواره برای جداسازی کانال‌ها در عملکرد دمایی بی‌تأثیر است. بیشینه‌ی دمای جریان آب ۱۸/۲۵ درجه سلسیوس و کمینه‌ی آن ۱۸ درجه سلسیوس است که این نشانگرافت دمای جریان آب به میزان ۱/۳۹٪ است. این اختلاف دما در حدی است که بتوان از آن چشم پوشید و دمای جریان آب را ثابت فرض کرد.

#### ۴.۴. طول بهینه‌ی مبدل

در شکل ۱۳ روند تغییرات ضریب عملکرد خنک‌کننده در طول‌های مختلف مبدل جرم و حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. با در نظر گرفتن افزایش هزینه ساخت



جدول ۳. عملکرد دمایی خشک‌کننده‌ی میبتمی بر چرخه‌ی میسوتسنکو در شهرهای ایران.

شهر	دمای هوای خروجی از کولر (C)	دمای حباب مرطوب (C)	دمای نقطه شبنم (C)	رطوبت نسبی خروجی (%)
اراک	۲۱/۳۲	۱۵/۸	۲/۹	۲۸/۸۵
اردبیل	۱۹/۹۴	۱۸/۱	۱۳/۳	۶۴/۲۶
ارومیه	۲۰/۶۹	۱۷/۷	۱۰/۱	۴۹/۲۷
اصفهان	۲۱/۸۶	۱۶/۶	۲/۲	۲۶/۵۱
اهواز	۲۳/۵۵	۲۲/۹	۱۰/۱	۴۱/۳۱
بجنورد	۲۱/۰۵	۱۷/۳	۷/۳	۴۰/۰۳
بندر عباس	۲۲/۲۴	۲۵/۳	۱۹/۵	۸۲/۰۸
بوشهر	۲۲/۷۸	۱۹/۱	۱/۱	۲۳/۲۱
بیرجند	۲۱/۶۵	۱۶/۲	۲	۲۶/۷۴
تبریز	۲۱/۱۱	۱۶/۴	۵/۱	۳۴/۲۴
تهران	۲۱/۹۹	۱۸/۱	۵/۶	۳۳/۴۱
خرم آباد	۲۲/۱۳	۱۷/۳	۲	۲۵/۷۳
رشت	۲۰/۷۱	۲۴/۳	۲۱/۳	۱۰۱/۴۹
زاهدان	۲۱/۸۴	۱۶/۱	۰/۱	۲۲/۹۴
زنجان	۲۲/۸۸	۱۶	۵/۶	۳۱/۹۱
ساری	۲۱/۷	۲۵/۳	۲۲/۱	۱۰۴/۱۶
سمنان	۲۲/۱۷	۱۸/۷	۶/۳	۳۴/۴۱
سنندج	۲۱/۶۹	۱۶/۲	۱/۴	۲۵/۵۳
شهرکرد	۲۰/۹۹	۱۴/۷	۱/۹	۲۷/۶۴
شیراز	۲۱/۸۸	۱۷/۴	۴/۷	۳۱/۶
قزوین	۲۱/۴۲	۱۷/۲	۵/۸	۳۵/۰۹
کرمان	۲۱/۶۵	۱۵/۷	۰/۸	۲۴/۳۷
کرمانشاه	۲۱/۹۹	۱۷/۴	۳/۶	۲۹/۳۳
گرگان	۲۱/۲۸	۲۳/۸	۱۹/۱	۸۵/۳۸
مشهد	۲۱/۴۸	۱۷/۶	۶/۱	۳۵/۷۷
همدان	۲۱/۱۷	۱۶/۲	۵	۳۴/۰۵
یاسوج	۲۱/۱۷	۱۴/۷	۰/۵	۲۴/۶۸
یزد	۲۲/۴	۱۶/۸	۱/۵	۱۹/۷۴

جدول ۴. مشخصات عملکردی خشک‌کننده تبخیری میبتمی بر چرخه‌ی میسوتسنکو از نقطه‌نظر مصرف آب و انرژی در شهرهای ایران.

شهر	نسبت بازده انرژی (EER)	ضریب عملکرد (COP)	نرخ تبخیر آب (لیتر بر ساعت)
اراک	۱۰۰/۴	۲۹/۴۱	۳/۴۹
اردبیل	۵۸/۶	۱۷/۱۷	۲/۰۳
ارومیه	۸۱/۲	۲۳/۸	۲/۸۲
اصفهان	۱۱۶/۶	۳۴/۱۷	۴/۰۵
اهواز	۱۶۷/۷	۴۹/۱۴	۵/۸۳
بجنورد	۹۲/۳	۲۷/۳	۳/۲۱
بندر عباس	۱۲۸/۳	۳۷/۵۸	۴/۴۶
بوشهر	۱۴۴/۵	۴۲/۳۴	۵/۰۲
بیرجند	۱۱۰/۷	۳۲/۳	۳/۸۳
تبریز	۹۴	۲۷/۵۴	۳/۲۷
تهران	۱۲۰/۷	۳۵/۳۶	۴/۰۲
خرم آباد	۱۲۴/۷	۳۶/۵۶	۴/۳۴
رشت	۸۱/۸	۲۳/۹۷	۲/۸۴
زاهدان	۱۱۶	۳۴	۴/۰۳
زنجان	۷۲/۷	۲۱/۲۹	۲/۵۲
ساری	۹۲/۸	۲۷/۲	۳/۲۳
سمنان	۱۲۵/۹	۳۶/۹	۴/۳۸
سنندج	۱۱۱/۴	۳۲/۶۴	۳/۸۷
شهرکرد	۹۰	۲۶/۵۲	۳/۱۵
شیراز	۱۱۷/۲	۳۴/۳۴	۴/۰۷
قزوین	۱۰۳/۳	۳۰/۲۶	۳/۵۹
کرمان	۱۱۰/۲	۳۲/۳	۳/۸۳
کرمانشاه	۱۲۰/۷	۳۵/۳۶	۴/۲
گرگان	۹۹/۲	۲۹/۰۷	۳/۴۵
مشهد	۱۰۵	۳۰/۷۷	۳/۶۵
همدان	۹۵/۷	۲۸/۵	۳/۳۳
یاسوج	۹۵/۷	۲۸/۵	۳/۳۳
یزد	۱۳۲/۹	۳۸/۹۴	۴/۶۲

۴ گزارش شد، با در نظر گرفتن شرایط آسایش حرارتی [۲۲] خشک‌کننده‌ی تبخیری میبتمی بر چرخه‌ی میسوتسنکو در بیش از ۸۶٪ از مناطق ایران قابل استفاده است و در این مناطق، برچسب انرژی الف را مطابق با استاندارد ملی ایران خواهد داشت. همچنین بر طبق آخرین آمار ارائه شده برای جمعیت هراسان کشور ایران [۱۸] می‌توان ادعا کرد که امکان استفاده از این خشک‌کننده برای بیش از ۸۵٪ از جمعیت کشور وجود دارد. این دستگاه دوسوم از هوای ورودی به دستگاه را از حدود ۳۷ درجه به حدود ۲۱ درجه سلسیوس در یک مبدل با طول ۸ سانتی‌متر رسانده و به مصرف‌کننده‌ی نهایی تحویل می‌دهد. با افزایش طول مبدل، زمان تبادل حرارت بین جریان‌های هوا و آب افزایش یافته و در نتیجه افت دما بیشتر می‌شود اما با در نظر گرفتن شکل ۹ می‌توان طول مبدل ۸ سانتی‌متر را در این طراحی به عنوان طول بهینه در نظر گرفت. به طوری که با افزایش طول مبدل، عملکرد مبدل بهبود چشمگیری ندارد اما

۶۳۵ لیتر بر ثانیه می‌تواند دمای هوای ورودی را به حدود ۱۲۰٪ تا ۹۵٪ دمای حباب مرطوب هوای ورودی کاهش دهد. این پژوهش نشان می‌دهد که خشک‌کننده‌ی تبخیری غیرمستقیم میبتمی بر چرخه‌ی میسوتسنکو به طور میانگین در شهرهای ایران می‌تواند دمای هوای ورودی را به حدود ۸۴/۶۶٪ دمای حباب مرطوب آن کاهش دهد. با حذف مناطق کوهستانی ایران از این میانگین‌گیری، میانگین کاهش دمای هوا به حدود ۹۰/۴٪ دمای حباب مرطوب ورودی است که در مقایسه با ۹۵٪ گزارش شده توسط شرکت سیلی ایترنشتال به میزان قابل قبولی نزدیکی دارد.

## ۶. نتیجه‌گیری

با توجه به عملکرد مبدل جرم حرارت میبتمی بر چرخه‌ی میسوتسنکو که در جداول ۳ و



$$\begin{aligned} \bar{I}_x &= \text{عرض کانال مرطوب [m]} \\ \bar{I}_y &= \text{عرض کانال خشک [m]} \\ K &= \text{ضریب هدایت حرارتی [W/mK]} \\ L &= \text{طول کانال [m]} \\ \dot{m}_{\text{evap}} &= \text{نرخ تبخیر آب در هر المان [kg/s]} \\ \dot{m}_x &= \text{دبی جرمی عبوری هوا از کانال‌های خشک [kg/s]} \\ \dot{m}_y &= \text{دبی جرمی عبوری از کانال مرطوب [kg/s]} \\ \dot{m}_{\text{water}} &= \text{دبی جرمی عبوری از فیلم آب [kg/s]} \\ N &= \text{تعداد طبقات مبدل} \\ N_w &= \text{تعداد کانال‌های مرطوب} \\ P_{\text{air}} &= \text{فشار هوا [Pa]} \\ P_g &= \text{فشار اشباع بخار آب [Pa]} \\ \rho &= \text{خروجی} \\ Q_{\text{dry}} &= \text{دبی کل هوای عبوری از کانال‌های خشک [m}^3\text{/s]} \\ Q_{\text{product}} &= \text{دبی کل هوای عبوری از کانال‌های محصول [m}^3\text{/s]} \\ Q_{\text{water}} &= \text{دبی کلی آب [m}^3\text{/s]} \\ Q_{\text{wet}} &= \text{دبی کل هوای عبوری از کانال‌های مرطوب [m}^3\text{/s]} \\ T_p(x, y) &= \text{دمای هوا در کانال خشک [}^\circ\text{C]} \\ T_w(x, y) &= \text{دمای هوا در طول کانال مرطوب [}^\circ\text{C]} \\ T_{\text{intake}} &= \text{دمای هوای ورودی [}^\circ\text{C]} \\ T_f(x, y) &= \text{دمای فیلم آب [}^\circ\text{C]} \\ T_{\text{fi}} &= \text{دمای فیلم آب در ورودی [}^\circ\text{C]} \\ T_{\text{out}} &= \text{دمای هوای خروجی [}^\circ\text{C]} \\ T_{\text{wb}} &= \text{دمای حباب مرطوب [}^\circ\text{C]} \\ T_{\text{dp}} &= \text{دمای نقطه‌ی شبنم [}^\circ\text{C]} \\ T_{\text{db}} &= \text{دمای حباب خشک [}^\circ\text{C]} \\ V_f &= \text{سرعت آب در فیلم آب [m/s]} \\ V_p &= \text{سرعت هوا در کانال خشک [m/s]} \\ V_w &= \text{سرعت جریان هوا در کانال مرطوب [m/s]} \\ W &= \text{عرض مبدل [m]} \\ X &= \text{محور در جهت طول مبدل [m]} \\ Y &= \text{محور در جهت عرض مبدل [m]} \end{aligned}$$

#### علائم یونانی

$$\begin{aligned} \theta &= \text{رطوبت نسبی} \\ \Delta P &= \text{افت فشار [Pa]} \\ \rho_{\text{air}} &= \text{چگالی هوا [kg/m}^3\text{]} \\ \rho_{\text{water}} &= \text{چگالی آب [kg/m}^3\text{]} \\ \omega_i &= \text{رطوبت مطلق در شرایط ورودی [gr/kg dry air]} \\ \omega_s &= \text{رطوبت مطلق در شرایط اشباع [gr/kg dry air]} \end{aligned}$$

#### منابع (References)

1. Kowalski, P. and Kwiecień, D. "Evaluation of simple evaporative cooling systems in an industrial building in

در مقابل هزینه ساخت مبدل به دلیل افزایش مواد اولیه مصرفی، افزایش می‌یابد. همچنین با در نظر گرفتن شکل‌های ۱۱ و ۱۲ می‌توان دمای جریان آب و جریان هوای مرطوب را در بیش از نیمی از سطح مقطع طبقات مرطوب ثابت در نظر گرفت و از تغییر دما صرف نظر کرد.

#### ۷. جمع‌بندی

در این مطالعه معادلات حاکم بر یک خنک‌کننده تبخیری مبتنی بر چرخه‌ی میسونسکو استخراج شد و در ادامه با توجه به روش عددی تفاضل محدود و نیز اطلاعات هواشناسی شهر تهران به عنوان شرایط هوای ورودی به خنک‌کننده، تحلیلی دمایی بر روی مبدل این خنک‌کننده صورت گرفت. نتایج به دست آمده از این تحلیل حاکی از آن است که یک خنک‌کننده‌ی مبتنی بر چرخه‌ی میسونسکو می‌تواند دمای هوای شهری مانند تهران را تا حدود ۱۸ درجه سلسیوس نسبت دمای هوای ورودی کاهش دهد. در ادامه نیز با در نظر گرفتن مراکز هر استان به عنوان نماینده‌ی آن استان، عملکرد این خنک‌کننده در استان‌های مختلف ایران بررسی شد. با استفاده از نتایج خروجی به دست آمده از قبیل رطوبت نسبی خروجی و دمای هوای خروجی توانایی ایجاد شرایط آسایش حرارتی، برای خنک‌کننده‌ی مفروض در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفت. با استفاده از اطلاعاتی مانند بازدهی دمایی حباب مرطوب و بازدهی دمایی نقطه شبنم مقایسه بین خنک‌کننده مفروض با سایر سیستم‌های موجود در صنعت تهویه مطبوع و همچنین با عملکرد خنک‌کننده مبتنی بر چرخه‌ی میسونسکو در حالت ایده‌آل انجام شد.

در نهایت نیز در استان‌های مختلف کشور، نتایج عملکردی این خنک‌کننده از نظر مصرف انرژی و آب گزارش شد. نتایج نشان از عملکرد بسیار مطلوب این خنک‌کننده در ایران می‌دهد، به طوری که بیش از ۸۶٪ از مناطق و بیش از ۸۵٪ از جمعیت کشور امکان بهره‌مندی از این خنک‌کننده را با ضریب عملکرد متوسطی در حدود ۳۱ دارند.

#### فهرست علائم و نشانه‌ها

##### علائم لاتین

$$\begin{aligned} C_{p-\text{air}} &= \text{گرمای ویژه هوا [kJ/kg]} \\ C_{p-\text{water}} &= \text{گرمای ویژه آب [kJ/kg]} \\ \text{evaporation ratio total} &= \text{میزان مصرف آب [} \frac{\text{Lit}}{\text{hr}} \text{]} \\ e &= \text{ورودی} \\ H_f &= \text{ضخامت فیلم آب [m]} \\ H_p &= \text{ارتفاع کانال خشک [m]} \\ H_w &= \text{ارتفاع کانال مرطوب [m]} \\ h_{\text{product}} &= \text{ضریب جابه‌جایی کانال محصول [w/m}^2\text{]} \\ h_{\text{wet}} &= \text{ضریب جابه‌جایی در کانال مرطوب [w/m}^2\text{]} \\ h_{\text{fg}} &= \text{گرمای نهان تبخیر آب [kJ/kg]} \end{aligned}$$

Poland". *Journal of Building Engineering*, **32**, p. 101555 (2020).

2. Yang, Y., Cui, G. and Lan, C. Q. "Developments in evap-

- orative cooling and enhanced evaporative cooling-A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **113**, p. 109230 (2019).
3. Landuyt, L., Lauwerys, S., De Turck, S. and et al. "Optimization of insulation levels from an environmental perspective: Impact of HVAC controls and personal comfort systems". In *Journal of Physics: Conference Series* **2069**(1), p. 012076, IOP Publishing (2021).
  4. Porumb, B., Ungureşan, P., Tutunaru, L. F. and et al. "A review of indirect evaporative cooling technology". *Energy procedia*, **85**, pp. 461-471 (2016).
  5. Shirmohammadi, R. and Gilani, N. "Effectiveness enhancement and performance evaluation of indirect-direct evaporative cooling system for a wide variety of climates". *Environmental Progress & Sustainable Energy*, **38**(3), p. e13032 (2019).
  6. Serale, G., Fiorentini, M., Capozzoli, A. and et al. "Model predictive control (MPC) for enhancing building and HVAC system energy efficiency: Problem formulation, applications and opportunities". *Energies*, **11**(3), p. 631. (2018).
  7. Vytla, J., Rohit, A. K., and Sasikumar, C. "Innovative green technologies enhancing the comfort of HVAC world-A review". (2018).
  8. Gillan, L. "Maisotsenko cycle for cooling processes." *International Journal of Energy for A clean Environment* **9**(1-3), pp. 47-64 (2008).
  9. Mahmood, M.H., Sultan, M., Miyazaki, T. and et al. "Overview of the maisotsenko cycle-A way towards dew point evaporative cooling". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **66**, pp. 537-555 (2016).
  10. Pandelidis, D., Anisimov, S. and Worek, W.M. "Performance study of the maisotsenko cycle heat exchangers in different air-conditioning applications". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **81**, pp. 207-221. (2015).
  11. Wicker, K. "Life below the wet bulb: The maisotsenko cycle". *Power*, **147**(9), pp. 29-31 (2003).
  12. Anisimov, S., Pandelidis, D., Jedlikowski, A. and et al. "Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling". *Energy*, **76**, pp. 593-606 (2014).
  13. Saidi MH. and Vazirifard S. "Hybrid desiccant cooling systems". *ASHRAE Journal.*, **49**(1), p. 44 (2007).
  14. Borgnakke, C. and Sonntag, R. E. "Fundamentals of thermodynamics". *John Wiley & Sons.* (2020).
  15. Alduchov, O. A. and Eskridge, R. E. "Improved Magnus form approximation of saturation vapor pressure". *Journal of Applied Meteorology and Climatology*, **35**(4), pp. 601-609 (1996).
  16. Fani, Y. and Arnif, I. "Analysis of energy efficiency ratio (EER) in air conditioner (AC) type split". *Vanos Journal of Mechanical Engineering Education*, **4**(1), pp. 45-50 (2019).
  17. Cui, X., Yang, X., Sun, Y. and et al., "Energy Efficient Indirect Evaporative Air Cooling". *Advanced Cooling Technologies and Applications. IntechOpen.*, p. ch-2 (2018).
  18. <http://ashrae-meteo.info/v2.0/>
  19. Butera, F.M. "Principles of thermal comfort". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **2**(1-2), pp. 39-66 (1998).
  20. [https://www.seeleyinternational.com/us/corporate/artefacts/?\\_artefact\\_type=brochures&\\_product\\_id=4571](https://www.seeleyinternational.com/us/corporate/artefacts/?_artefact_type=brochures&_product_id=4571)
  21. Rawal, R., Schweiker, M., Kazanci, O. B. and et al. "Personal comfort systems: A review on comfort, energy, and economics". *Energy and Buildings*, **214**, p. 109858 (2020).
  22. <https://rdcir.ir/uploads/images/gallery/roosta/a/b/c/4.pdf>