



مطالعه‌ی سیستم مه‌آب برای پیش‌سرمایش هوای ورودی به کندانسور چیلر هواخنک

قاسم حیدری‌نژاد^{1*}، محمدرضا اسعدی مقدم²، هادی پاسدارشهری³

1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* تهران، صندوق پستی 143-14115، gheidari@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 08 اسفند 1394

پذیرش: 21 خرداد 1395

ارائه در سایت: 29 تیر 1395

کلید واژگان:

ضریب عملکرد

چیلر هواخنک

سیستم مه‌آب

نازل مخروط حفره‌ای

دیدگاه اولری-لاگرانژی

چکیده

یک روش کاربردی برای افزایش ضریب کارایی چیلرهای هواخنک، پیش‌سرمایش هوای ورودی به کندانسور آن با استفاده از یک سیستم مه‌آب است. این مقاله به مطالعه‌ی سیستم مه‌آب با نازل‌های اسپری مخروط حفره‌ای می‌پردازد و اثر دبی آب اسپری، قطر قطرات آب و تعداد نازل‌ها را بر عملکرد سیستم بررسی می‌نماید. شبیه‌سازی‌ها با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت و براساس دیدگاه اولری-لاگرانژی انجام شده است. استقلال حل از شبکه محاسباتی به‌دست آمده و صحت جواب با داده‌های تجربی تأیید شده است. طبق نتایج بدست آمده در دبی هوای ثابت 8.3 کیلوگرم بر ثانیه، با افزایش دبی آب از 0.05 تا 0.4 کیلوگرم بر ثانیه، درصد افزایش ضریب کارایی چیلر از 3 به حدود 14 می‌رسد، اما درصد آب تبخیر شده از 12.13 به 7.62 کاهش می‌یابد (البته میزان آب تبخیر شده افزایش می‌یابد). هم‌چنین با کاهش قطر قطرات آب از 200 میکرومتر به 50 میکرومتر، درصد افزایش ضریب کارایی از 4 به حدود 24 افزایش می‌یابد. به‌دلیل درصد تبخیر آب کمتر در دبی‌های بالاتر، در دبی کل ثابت تعداد نازل‌های اسپری افزایش داده شد که مطابق نتایج، افزایش تعداد نازل‌ها سبب بهبود عملکرد سیستم می‌گردد. هم‌چنین با شبیه‌سازی‌های دیگر نتیجه شد که افزایش تعداد نازل‌ها در دبی‌های بیشتر و قطرهای کمتر ذرات آب مؤثرتر است. در نهایت با توجه به مطالعه‌ی موردی انجام شده نشان داده شد که در صورت استفاده از تعداد کافی نازل اسپری، می‌توان در دبی‌های پایین‌تر به ضریب کارایی‌های بالاتر دست یافت و در نتیجه علاوه بر کاهش مصرف انرژی، کاهش آب مصرفی نیز حاصل می‌شود.

Study of water mist system for pre-cooling the entering air of an air-cooled chiller condenser

Ghassem Heidarinejad*, Mohammad Reza Asadi Moghaddam, Hadi Pasdarsahri

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

* P.O.B. 14115-143, Tehran, Iran, gheidari@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 27 February 2016

Accepted 10 June 2016

Available Online 20 July 2016

Keywords:

COP, Air-Cooled Chiller

Water Mist System

Hollow-Cone Nozzle

Eulerian-Lagrangian Method

ABSTRACT

A practical method for improving the COP of an air-cooled chiller is pre-cooling the air entering its condenser via a water mist system. This article studies a water mist system with hollow-cone spray nozzles and investigates the effects of water flow rate, water droplet diameter and the number of spray nozzles on system performance. Simulations were run by FLUENT software, applying Eulerian-Lagrangian method. Solution grid independency was obtained and was validated with experimental data. According to the results, in a constant air flow rate of 8.3 (kg/s), with increasing the water flow rate from 0.05 to 0.4 (kg/s), percent increase of COP increases from 3 to about 14, but the percentage of evaporated water decreases from 12.13 to 7.62 (however the value of evaporated water increases). Besides, decreasing the water droplets diameter from 200 to 50 micrometer, results in percent increase of COP from 4 to 24. Due to less water evaporation in higher flow rates, the number of spray nozzles was raised in a constant total flow rate which, according to the results, increasing the number of nozzles improves the system performance. Also, with other simulations it was observed that increasing the number of nozzles is more effective in higher flow rates and less drop diameters. Finally, the case study demonstrated that using sufficient number of nozzles, it is possible to achieve higher COPs in lower flow rates and therefore in addition to energy consumption, the water consumption could be reduced.

1- مقدمه

ضریب عملکرد پایین چیلرهای هواخنک، کنترل فشار هد¹ است که مستقل از بار چیلر و شرایط محیط، دمای چگالش میرد نزدیک 50 درجه سانتی‌گراد (براساس دمای طرح خارج 35 درجه سانتی‌گراد) تنظیم می‌شود. در این

در مناطق گرم و مرطوب به‌دلیل کاهش کارایی برج خنک‌کن، استفاده از چیلر هواخنک ضروری می‌نماید. براساس مطالعات [1-3]، دلیل عمده‌ی

¹ Head Pressure Control (HPC)

Please cite this article using:

Gh. Heidarinejad, M. R. Asadi Moghaddam, H. Pasdarsahri, Study of water mist system for pre-cooling the entering air of an air-cooled chiller condenser, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 111-120, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Gh. Heidarinejad, M. R. Asadi Moghaddam, H. Pasdarsahri, Study of water mist system for pre-cooling the entering air of an air-cooled chiller condenser, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 111-120, 2016 (in Persian)

تیسوت و همکاران اذعان می‌کنند که لازم است در تحقیقات دیگری اثر خواص نازل‌های اسپری و محل قرارگیری آن‌ها بر دما و رطوبت هوا بررسی شده و نتایج روی عملکرد انرژی یک سیستم تبرید تحلیل شود. هم‌چنین در پژوهشی که در سال 2013 در استرالیا توسط عبدالله‌الخدیر و همکاران صورت گرفته [9]، پیش‌سرمایش هوای ورودی به برج خنک‌کن با یک نازل اسپری مخروط حفره‌ای⁴ هم‌جهت با هوای ورودی کانال شبیه‌سازی شده است. اثر دو عامل، سرعت هوای ورودی و اندازه ذرات آب ورودی روی دما و کسر جرمی بخار هوای خروجی از کانال بررسی شده است. براساس نتایج، دمای تمام سطح خروجی کانال کاهش نمی‌یابد و دمای متوسط مخروط پلوم اسپری در مقطع خروجی (یعنی بخشی از مقطع که دمای آن نسبت به دمای هوای اولیه کاهش یافته است) برابر 32 درجه سانتی‌گراد و دمای متوسط کل مقطع خروجی برابر 35.3 درجه سانتی‌گراد است (حدود 50 درصد مقطع تحت تأثیر اسپری آب قرار نگرفته و دمای آن بدون تغییر مانده است). این نشان می‌دهد که به تعداد بیشتری نازل اسپری نیاز است تا دمای مقطع یکنواخت شده و میانگین دمای کل مقطع پایین آید.

در سال 2014 منتظری و همکاران نشان دادند که شبیه‌سازی سیستم مه‌آب به روش دینامیک سیالات محاسباتی⁵ و با رویکرد اولری-لاگرانژی به‌خوبی می‌تواند نتایج (دمای خشک، دمای تر و انتالپی هوا) حاصل از آزمایش‌های تونل باد را پیش‌بینی نماید. آن‌ها یک نازل مخروط حفره‌ای در وسط صفحه‌ی ورودی کانال با محور افقی در جهت پایین‌دست در نظر گرفتند و یک مطالعه‌ی پارامتری روی تأثیر دمای خشک هوای ورودی، رطوبت مطلق هوای ورودی، سرعت هوای ورودی، دمای آب ورودی و هم‌چنین توزیع اندازه قطرات آب بر شرایط هوای خروجی از کانال (دمای خشک، نسبت رطوبت و انتالپی) انجام دادند. آن‌ها مشاهده کردند که با افزایش دمای هوا نسبت به آب در ورودی (از صفر تا 8 درجه سلسیوس) ظرفیت سرمایشی سیستم به میزان 40 درصد افزایش می‌یابد. هم‌چنین براساس نتایج تحقیق منتظری و همکاران توزیع اندازه ذرات تأثیر مهمی بر عملکرد سرمایشی سیستم مه‌آب دارد. در توزیع رازین-رملر⁶ به‌کار رفته، با کاهش قطر میانگین ذرات از 430 به 310 میکرومتر عملکرد سرمایشی سیستم 110 درصد افزایش یافت؛ هم‌چنین در یک قطر میانگین ثابت، توزیع گسترده‌تر عملکرد بهتری را سبب می‌گردد [10].

همان‌طور که مشاهده می‌شود در تحقیقات اخیر بر روی سیستم‌های مه‌آب، اثر نتایج بر عملکرد چیلرهای هواخنک ارزیابی نشده است؛ از طرفی اثر دبی آب و تعداد نازل‌های اسپری بر عملکرد سیستم مه‌آب در ادبیات مشاهده نمی‌شود. این مقاله به بررسی اثر دبی آب اسپری، اندازه قطر قطرات آب و تعداد نازل‌های اسپری بر عملکرد سیستم مه‌آب برای افزایش ضریب کارایی چیلر هواخنک می‌پردازد. در تمام حالات با استفاده از نازل‌های مخروط حفره‌ای (که محور آن‌ها در جهت حرکت هوای کانال است) قطرات آب به‌روی هوا اسپری می‌شود.

2- مدل‌سازی و روش حل

سیستم مه‌آب به‌صورت یک کانال مکعب مستطیلی به طول 2.8 متر و مقطع 0.7 متر در 0.7 متر ساخته شده است. "شکل 1" شماتیکی از سیستم را با شرایط گفته شده نمایش می‌دهد.

حل گر نرم‌افزار فلوئنت بر پایه‌ی دینامیک سیالات محاسباتی با

شرایط توان مصرفی فن کندانسور پایین، اما توان مصرفی کمپرسور بالا است. در مقابل کنترل فشار هد، شرایط کنترل دمای چگالش¹ وجود دارد که در آن تعداد و یا دور فن‌های کندانسور به‌گونه‌ای تنظیم می‌شود که دمای چگالش پایین بیاید؛ در نتیجه به قیمت بالا رفتن توان فن‌های کندانسور، توان مصرفی کمپرسور کاهش می‌یابد. می‌توان با کاهش دمای هوای محیط، دمای چگالش را کاهش داد که در نتیجه‌ی آن کار کمپرسور کاهش یافته و ضریب کارایی² چیلر افزایش می‌یابد. یک پیشنهاد برای کاهش دمای خشک محیط، نصب یک سیستم مه‌آب پیش از کندانسور هواخنک است [4]. این سیستم متشکل از یک کانال هوا با یک یا چند نازل اسپری است که قطرات ریز آب توسط نازل‌ها به روی هوا پاشش می‌شود و طی یک فرایند سرمایش تبخیری مستقیم، دمای هوا پایین آمده و رطوبت آن افزایش می‌یابد. سیستم مه‌آب مقاومت اضافی در برابر جریان هوا ایجاد نمی‌کند و تنها به مقدار کمی توان الکتریکی برای پمپ فشار بالا، اندکی افزایش در توان مصرفی فن و مقداری آب برای تولید مه‌آب نیاز دارد [2]. در فرایند سرمایش تبخیری مستقیم انتالپی محسوس هوا به انتالپی نهان تبدیل شده و در نتیجه طی یک فرایند انتالپی ثابت (بی‌دررو)، دمای خشک هوا حداکثر تا دمای مرطوب آن کاهش می‌یابد [5].

یو و چن در سال 2008 برای اولین بار تأثیر سیستم مه‌آب را بر عملکرد چیلر هواخنک (از نوع اسکرو با ضریب کارایی برابر 2.8 در بار کامل و دمای محیط 35 درجه سلسیوس) در شرایط کنترل فشار هد بررسی کردند. آن‌ها برای مدل‌سازی چیلر در شرایط بار جزئی و غیر طرح (چیلر به‌همراه سیستم مه‌آب) از مدل پایه‌ای نرم‌افزار دی-واو³ استفاده کردند و به 7.7 درصد افزایش ضریب کارایی دست یافتند [6]. یو و چن هم‌چنین در سال 2009 سیستم مه‌آب را با چیلر هواخنک سانتیفریژ و در شرایط کنترل دمای چگالش در نظر گرفتند و با اضافه نمودن الگوریتمی در کد برنامه نرخ بهینه تولید مه را محاسبه کردند و به ترتیب به 9.8 و 60.9 درصد افزایش ضریب کارایی در شرایط کنترل فشار هد و کنترل دمای چگالش دست یافتند [7].

در تحقیقات فوق، نقش پارامترهای مختلف سیستم مه‌آب (مانند نحوه‌ی چینش نازل‌های اسپری، دبی و قطر قطرات آب اسپری) بر عملکرد آن مشخص نیست. با وجود این، در مطالعات دیگری هدف اصلی شبیه‌سازی خود سیستم مه‌آب بوده است. به‌عنوان مثال تیسوت و همکاران در سال 2011 با رویکرد اولری-لاگرانژی اثر اسپری قطرات ریز آب را بر پیش‌سرمایش هوای عبوری از کندانسور هواخنک بررسی کردند. آن‌ها مشاهده کردند که حتی با دبی آب پایین (0.025 لیتر بر دقیقه) در صورت اسپری قطرات ریز آب (به قطر 25 تا 50 میکرومتر) می‌توان تا 10 درجه سانتی‌گراد دمای هوا را کاهش داد. آن‌ها مشاهده کردند که ذرات ریزتر با وجود پتانسیل سرمایشی بالاتر (به دلیل بیشتر بودن سطح انتقال حرارت در یک دبی آب ثابت)، هنگام عبور از جریان هوا متمرکز می‌شوند و در نتیجه سرمایش را تنها در سطح کوچکی از مقطع فراهم می‌کنند. برعکس، قطرات بزرگ‌تر با وجود سرمایش کمتر، به دلیل بزرگ بودن نسبت اینرسی به درگ وارد بر آن‌ها بیشتر در هوا نفوذ کرده و در نتیجه سطح وسیع‌تری را خنک می‌کنند. آن‌ها با اسپری قطرات آب با اندازه 50 میکرون در دو حالت جریان موازی (هم‌جهت با هوا) و جریان مخالف جهت هوا نتیجه گرفتند که پراکندگی ذرات و در نتیجه وسعت سطح خنک‌کنندگی در حالت جریان مخالف بیشتر است [8]. با وجود این، خود

⁴ Hollow-Cone Spray Nozzle

⁵ Computational Fluid Dynamics (CFD)

⁶ Rosin-Rammler

¹ Condensing Temperature Control (CTC)

² Coefficient of Performance (COP)

³ DOE-2

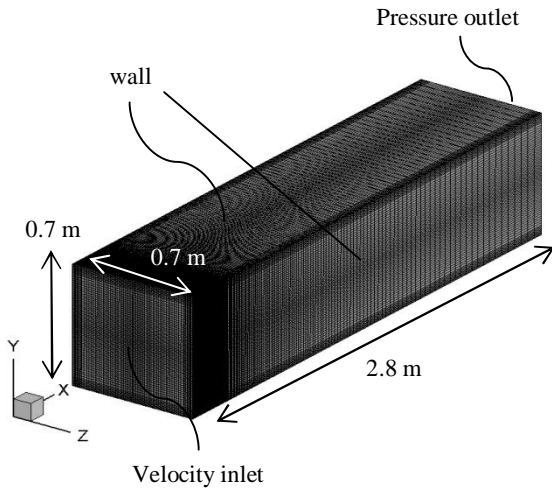


Fig. 1 Schematics of water mist system geometry

شکل 1 شماتیک هندسه سیستم مه‌آب

کروی⁴ (که ذرات را به صورت کره صاف فرض می‌کند) ارائه شده به وسیله موری و الکساندر⁵ مطابق رابطه‌ی (5) استفاده می‌شود که در آن a_1 ، a_2 و a_3 ثابت‌های تجربی می‌باشد [14].

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (5)$$

هم‌چنین فلونت برای انتقال حرارت و جرم قطرات آب، رابطه‌ی (6) را لحاظ می‌کند.

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (6)$$

در این رابطه، جمله‌ی سمت چپ تساوی بیانگر انرژی درونی ذره، جمله اول سمت راست تساوی بیانگر انتقال حرارت جابجایی ذره و جمله دوم سمت راست بیانگر انتقال حرارت ذره ناشی از انتقال جرم آن است. ضریب انتقال حرارت h طبق رابطه‌ی (7) به عدد ناسلت مربوط می‌شود

$$Nu = \frac{hd_p}{k_\infty} = 2.0 + 0.6Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (7)$$

در این رابطه، k_∞ ضریب هدایت هوا است. برای انتقال جرم در فرایند تبخیر قطره از رابطه‌ی (8) استفاده می‌شود.

$$N_i = k_c (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (8\text{-الف})$$

$$C_{i,s} = \frac{P_{sat}(T_p)}{RT_p} \quad (8\text{-ب})$$

$$C_{i,\infty} = X_i \frac{P}{RT} \quad (8\text{-ج})$$

در این رابطه، N_i شار مولی بخار آب و k_c ضریب انتقال جرم است. $C_{i,s}$ غلظت بخار در سطح قطره و $C_{i,\infty}$ غلظت بخار در فاز پیوسته می‌باشد که براساس قانون گازهای ایده‌آل به ترتیب با توجه به فشار بخار در سطح قطره (معادل فشار اشباع آب در دمای قطره) و فشار جزئی بخار در فاز هوا محاسبه می‌گردد. هم‌چنین ضریب انتقال جرم k_c با توجه به رابطه‌ی (9) برای عدد شرود⁶ محاسبه می‌شود.

$$Sh_{AB} = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6Re^{1/2}Sc^{1/3} \quad (9)$$

در این رابطه $D_{i,m}$ ضریب نفوذ بخار در فاز پیوسته است. در نهایت جرم

گسسته‌سازی معادلات به روش حجم محدود¹ است. در این پژوهش از دیدگاه اولری-لاگرانژی برای شبیه‌سازی فرایند تبخیر قطرات آب در هوا استفاده شده است [11]. در این دیدگاه، هوا به‌عنوان فاز پیوسته شناخته شده و معادلات حاکم بر آن در مختصات اولری نوشته می‌شود و قطرات آب به‌عنوان فاز گسسته شناخته شده و معادلات حاکم بر آن در مختصات لاگرانژی بیان می‌شود.

1-2- معادلات حاکم بر فاز پیوسته

برای فاز پیوسته معادلات اصلی به صورت متوسط‌گیری شده رینولدز به کار می‌رود. برای در نظر گرفتن اغتشاش هوا از مدل کا-اِپسیلون تحقیق‌پذیر² استفاده می‌شود که در آن برای تخمین تنش‌های رینولدزی از تقریب بوزینسک و برای محاسبه‌ی لزجت اغتشاشی از معادلات کا و اِپسیلون استفاده شده است. براساس تحلیل حساسیت انجام شده توسط منتظری و همکاران در [12] این مدل تفاوتی با سایر مدل‌های توربولانسی برای پیش‌بینی فرایند تبخیر قطره در هوا ندارد. هم‌چنین طبق [13] این مدل در صورت ایجاد جریان‌های چرخشی و پیچیده‌تر بهتر از سایر مدل‌های کا-اِپسیلون عمل می‌کند. از آن‌جا که مدل کا-اِپسیلون در نزدیکی دیوار جامد دقت پایینی دارد، از توابع دیوار استاندارد برای مجاورت دیواره‌ها استفاده شده است. معادلات حاکم بر هوا شامل پیوستگی، مومنوم خطی، انرژی، بقای بخار آب، بقای اکسیژن، انتقال کا و انتقال اِپسیلون می‌باشد که شکل کلی این معادلات در حالت پایا³ به صورت رابطه‌ی (1) است.

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \phi - \Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi) = S_\phi + S_{p\phi} \quad (1)$$

جملات رابطه (1)، برای هر کدام از معادلات حاکم در جدول 1 داده شده است. شتاب گرانش در خلاف جهت محور y فرض شده است. به دلیل عدد ماخ کوچک‌تر از 0.3 در کانال، در معادلات مومنوم از اثرات ناشی از تراکم‌پذیری صرف‌نظر شده است. در رابطه (1)، ρ چگالی هوا، \vec{V} بردار سرعت، ϕ یک اسکالر، Γ_ϕ ضریب نفوذ، S_ϕ جمله چشمه در فاز هوا و $S_{p\phi}$ جمله‌ی چشمه ناشی از قطرات آب است.

2-2- معادلات حاکم بر فاز گسسته

معادلات حاکم بر قطرات آب شامل معادلات حرکت ذرات و معادلات انتقال حرارت و جرم آن‌ها می‌باشد [13]. قانون دوم نیوتن در دستگاه مختصات کارتزین و برای جهت x به صورت رابطه (2) نوشته می‌شود که با دو بار انتگرال‌گیری از آن مسیر حرکت ذرات حاصل می‌شود.

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_{other,x} \quad (2)$$

سمت چپ تساوی بیانگر شتاب ذره، جمله اول سمت راست بیانگر نیروی پسای واحد جرم ذره، جمله دوم سمت راست شتاب واحد جرم ذره ناشی از نیروی شناوری و جمله‌ی آخر بیانگر شتاب در اثر سایر نیروها می‌باشد. معادلات مشابهی برای جهت‌های y و z حل می‌شود. F_D از رابطه (3) و Re عدد رینولدز بر مبنای سرعت نسبی ذرات و هوا از رابطه (4) به دست می‌آید.

$$F_D = \frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24} \quad (3)$$

$$Re \equiv \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (4)$$

برای ضریب درگ C_D روابط مختلفی وجود دارد که در این‌جا از قانون

⁴ Spherical law

⁵ Morsi and Alexander

⁶ Sherwood Number

¹ Finite Volume

² Realizable $k - \epsilon$

³ Steady-state

جدول 1 عبارت پارامترهای رابطه‌ی (1) در معادلات حاکم

Table 1 Parameter expressions of relation (1) in governing equations

معادله	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ	$S_{p\phi} \cdot V_{c.v}^{(s)}$
پیوستگی	1	0	0	$\frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0}$
مومنوم x	u	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x})$	$-\sum \left(\frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24} (u_p - u) + F_{other,x} \right) \cdot \dot{m}_p \Delta t$
مومنوم y	v	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y}) - \rho g$	$-\sum \left(\frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24} (v_p - v) + F_{other,y} \right) \cdot \dot{m}_p \Delta t$
مومنوم z	w	μ_{eff}	$-\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z})$	$-\sum \left(\frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24} (w_p - w) + F_{other,z} \right) \cdot \dot{m}_p \Delta t$
انرژی	T	$\frac{k_{eff}}{c_p}$	$\frac{1}{c_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} u_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \sum_k h_k \left(\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \right]$	$\frac{Q}{c_p \Delta t}$ where $Q = (m_{p,in} - m_{p,out}) \cdot H_{lat,ref} + m_{p,out} \int_{T_{ref}}^{T_{p,out}} c_{p,p} dT - m_{p,in} \int_{T_{ref}}^{T_{p,in}} c_{p,p} dT$
انتقال بخار آب	Y_k	$\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}$	0	$\frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0}$
انتقال اکسیژن	Y_k	$\rho D_{k,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}$	0	0
انتقال k	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$	0
انتقال ϵ	ϵ	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$\rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon$	0

^(s) $V_{c.v}$ is the volume of each control volume through which the particle passes.

هم‌چنین برای فشار، مومنوم، انرژی و بقای گونه‌ها از تقریب مرتبه دوم و برای k و ϵ از تقریب مرتبه اول برای گسسته‌سازی معادلات دیفرانسیل استفاده شده است. کوپلینگ فازهای پیوسته و گسسته به صورت دو طرفه⁵ است، بدین صورت که فاز پیوسته بر فاز گسسته اثر می‌گذارد و برعکس. در این تحقیق هزینه محاسباتی با کوپلینگ دو طرفه تفاوت چندانی با کوپلینگ یک طرفه (که در آن تنها فاز پیوسته بر فاز گسسته اثر می‌گذارد) ندارد، اما میزان دقت جواب با کوپلینگ دو طرفه بیشتر است.

روند همگرایی حل عددی بدین صورت است که با در نظر گرفتن معیارهای همگرایی برای هر یک از معادلات فاز پیوسته، ابتدا فاز پیوسته (هوا) بدون حضور قطرات آب حل می‌شود؛ سپس با اضافه کردن ذرات آب به هوا معادلات فاز گسسته حل شده و با توجه به آن، جملات چشمه‌ی معادلات فاز پیوسته جدید می‌شود و فاز پیوسته دوباره (این بار تأثیر پذیرفته از قطرات آب) حل می‌شود. این فرایند تا جایی تکرار می‌شود که از آن پس تغییری در نتایج فاز پیوسته مشاهده نشود [13].

3- استقلال حل از شبکه و اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی مدل از کار تجربی سورشکومار و همکاران [16,15] استفاده می‌شود. برای این منظور ابتدا مدل هندسی و فیزیکی بر مبنای [15] تولید شده و نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. بنابراین ابتدا مکعب مستطیلی به طول 1.9 متر و مقطع 0.585 در 0.585 متر مربع در گمبیت ساخته شده و شبکه آن تولید می‌شود و سپس با یک نازل مخروط حفره‌ای در مرکز مقطع ورودی کانال و با توزیع رازین ترملر مطابق [10] (تعداد 20 اندازه قطر با مقادیر قطر کمینه، بیشینه و متوسط به ترتیب برابر 74، 518 و 369 میکرومتر و ضریب پراکندگی 3.67) فرایند تبخیر قطرات آب در هوا در فلونت شبیه‌سازی می‌شود. مطابق [15] هوای ورودی با

قطره مطابق رابطه‌ی (10) کاهش می‌یابد.

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{w,i} \Delta t \quad (10)$$

$M_{w,i}$ جرم مولکولی گونه آب است [13].

2-3- شرایط مرزی

در مقطع ورودی کانال سرعت هوا به صورت یکنواخت برابر با 15 متر بر ثانیه است. دما و نسبت رطوبت هوای ورودی به ترتیب برابر با 40 درجه سانتی‌گراد و 0.005 کیلوگرم بخار آب بر کیلوگرم هوای خشک می‌باشد. در خروجی فشار نسبی صفر لحاظ شده و برای ذرات آب شرط مرزی فرار¹ در نظر گرفته شده که طبق آن ذره با برخورد به مقطع خروجی از میدان حل خارج شده و محاسبات آن پایان می‌یابد. هم‌چنین دیواره‌ها نفوذناپذیر با شرط عدم لغزش و عایق حرارتی می‌باشد و برای برخورد ذرات آب با دیواره شرط بازتاب² فرض شده است.

2-4- نازل‌های اسپری

در تمام موارد این مقاله، نازل‌ها از نوع مخروط حفره‌ای است که محور مخروط هم‌جهت با هوای کانال است. دمای آب اسپری برابر 36 درجه سانتی‌گراد است. هم‌چنین قطر تخلیه نازل برابر 4 میلی‌متر و زاویه نیم-مخروط³ برابر 20 درجه [12] در تمام شبیه‌سازی‌ها ثابت است. تنها دبی آب، قطر ذرات آب، سرعت ذرات آب و تعداد و مکان نازل‌ها در شرایط مختلف متفاوت است که در ادامه می‌آید.

2-5- تنظیمات حل گر و فرایند حل

برای کوپلینگ سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل⁴ استفاده شده است.

¹ Escape
² Reflect
³ Half-cone angle
⁴ SIMPLE

⁵ Two-way

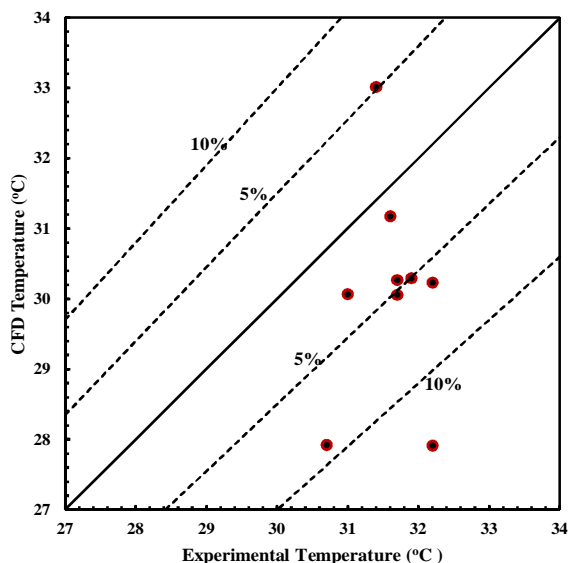


Fig. 3 Comparison of CFD temperature with experimental temperature in nine points of the channel outlet section

شکل 3 مقایسه دمای عددی با دمای تجربی در نه نقطه از مقطع خروجی کانال

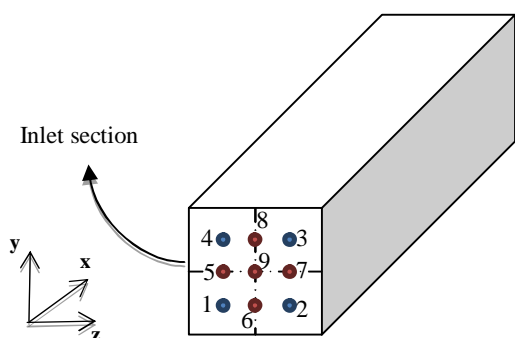


Fig. 4 Location of spray nozzles on inlet section

شکل 4 مکان نازل‌های اسپری روی مقطع ورودی

این بخش 30 متر بر ثانیه می‌باشد. محور نازل‌های اسپری هم‌جهت با هوای کانال در جهت طولی x است. مشخصات پارامترهای ورودی این بخش در جدول 2 داده شده است. توزیع دما در مقطع خروجی کانال برای حالت‌های 3 تا 5 در "شکل 5" نشان داده شده است. مطابق "شکل 5a" در حالت 3 (که تمام قطرات با قطر 100 میکرون است) دمای مقطع خروجی حداکثر تا 31 درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد؛ اما در حالت‌های 4 و 5 (که تمام یا قسمتی از ذرات آب اسپری شده 50 میکرون است)، کاهش دما بیشتر بوده و دمای کمینه در خروجی کانال به 23 درجه سانتی‌گراد می‌رسد (شکل‌های 5b و 5c). همچنین براساس "شکل 5" با کاهش قطر، گرادیان دما در مقطع خروجی بیشتر می‌شود که این موضوع از روی تراکم خطوط قابل تشخیص است (در تمام حالت‌های "شکل 5" فاصله‌ی بین هر دو خط متوالی یک درجه سلسیوس است). نکته‌ی دیگر تعداد نواحی با دمای کمینه در مقطع خروجی است. با اینکه در هر سه حالت "شکل 5"، نه عدد نازل اسپری به کار رفته، اما با کاهش قطر تعداد این نواحی افزایش می‌یابد (برای حالات 3، 4 و 5 به ترتیب چهار، پنج و نه ناحیه با دمای کمینه قابل مشاهده است). علت این امر از "شکل 6" بهتر درک می‌شود.

مطابق "شکل 6"، زاویه مخروط اسپری برای قطر 100 میکرون بزرگ‌تر

سرعت 3 متر بر ثانیه، دمای 39.2 درجه سانتی‌گراد و نسبت رطوبت 0.005 کیلوگرم بر کیلوگرم هوای خشک؛ آب ورودی با سرعت 22 متر بر ثانیه، دبی 0.2 کیلوگرم بر ثانیه و دمای 35.2 درجه سانتی‌گراد و نازل اسپری با قطر تخلیه 4 میلی‌متر و زاویه نیم‌مخروط 18 درجه در نظر گرفته می‌شود. "شکل 2" نتایج دما را در خط قائم وسط مقطع خروجی کانال برای شبکه‌های محاسباتی مختلف نشان می‌دهد که براساس آن استقلال حل از شبکه محاسباتی تضمین می‌گردد. هر شبکه محاسباتی دارای ضریب تمرکز برای ریز شدن مش در نزدیک ورودی و نزدیک مرکز هر مقطع (جایی که نازل اسپری قرار دارد) می‌باشد. در "شکل 3" نتایج عددی دما با نتایج تجربی [15] مقایسه شده است که براساس آن از نه نقطه در مقطع خروجی، در هشت نقطه خطای محاسبه عددی کمتر از 10 درصد و تنها در یک نقطه 13 درصد است.

4- نتایج و بحث

4-1- اثر قطر ذرات

برای بررسی اثر قطر قطرات، پنج حالت زیر در نظر گرفته شده است:

حالت 1- نه عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 200 میکرون

حالت 2- چهار عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 200 میکرون به‌علاوه‌ی پنج عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 100 میکرون

حالت 3- نه عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 100 میکرون

حالت 4- چهار عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 100 میکرون به‌علاوه‌ی پنج عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 50 میکرون

حالت 5- نه عدد نازل هرکدام با قطر ذرات یکنواخت 50 میکرون

نحوه‌ی چینش نازل‌ها مطابق "شکل 4" می‌باشد. مقطع ورودی به چهار قسمت مساوی تقسیم شده و نازل‌های شماره 1 تا 4 در مرکز این قسمت‌ها قرار داده شده است؛ سپس نازل‌های شماره 5 تا 9 مطابق "شکل 4" در وسط فاصله‌ی نازل‌های قبل قرار داده شده است (در حالت‌های 2 و 4 که دو قطر وجود دارد، نازل‌های شماره 1 تا 4 مربوط به قطر بزرگ‌تر و نازل‌های شماره 5 تا 9 مربوط به قطر کوچک‌تر می‌باشد). سرعت اسپری آب در تمام نازل‌های

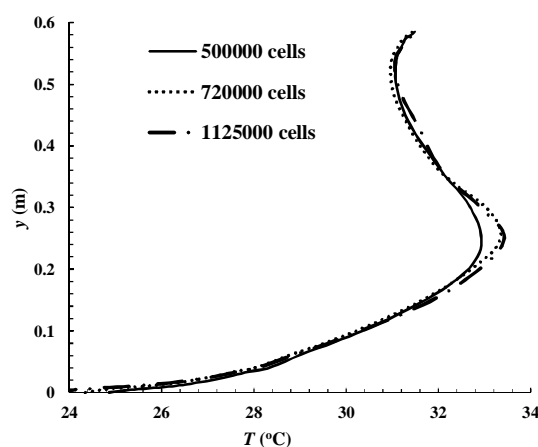


Fig. 2 Comparison of temperature profile (°C) on the middle vertical line of outlet section for three computational grids

شکل 2 مقایسه توزیع دما برحسب درجه سانتی‌گراد روی خط قائم وسط مقطع خروجی برای سه شبکه محاسباتی

جدول 2 پارامترهای ورودی مدل برای بررسی اثر قطر ذرات آب

Table 2 Model input parameters for investigating the effect of water droplets' diameter

نازل اسپری		آب ورودی			هوای ورودی			
قطر تخلیه (mm)	زاویه نیم‌مخروط (درجه)	توزیع قطر	دما (°C)	دبی (kg/s)	سرعت (m/s)	نسبت رطوبت (kg/kg dry air)	دما (°C)	سرعت (m/s)
4	20	مطابق حالت 1 تا 5	36	0.2	30	0.005	40	15

می‌شود. در "شکل 6a" (هر نه نازل با قطر ذرات 100 میکرون) مخروط‌های دمایی سریع با هم ادغام شده و در نواحی میان آن‌ها مخروط‌های جدیدی شکل می‌گیرد که دمای آن‌ها کمینه است؛ در نتیجه چهار ناحیه با دمای کمینه در نواحی بین نازل‌ها ایجاد می‌شود. براساس "شکل 6c" مخروط‌های ناشی از قطر 50 میکرون زاویه کوچک‌تری داشته و ادغام نمی‌شوند و هر یک از آن‌ها یک ناحیه با دمای کمینه در مقطع خروجی ایجاد می‌کند. هم‌چنین مطابق "شکل 6b" با وجود ادغام مخروط‌های 100 میکرونی با مخروط 50 میکرون، چون کاهش دمای مخروط‌های 100 میکرونی نسبت به 50 میکرونی کوچک است، عملاً مخروط غالب همان 50 میکرونی است. تعدادشان تعیین‌کننده تعداد نواحی با دمای کمینه در مقطع خروجی است. در رابطه‌ی (6) برای انتقال حرارت و جرم قطره، جمله‌ی اول سمت راست تساوی که بیانگر انتقال حرارت جابجایی ذره است، به گرمای محسوس جذب شده از هوا مربوط می‌شود؛ در واقع هرچه این جمله بزرگ‌تر باشد، کاهش دمای هوای کانال بیشتر است. با توجه به رابطه‌ی معکوس ضریب انتقال حرارت جابجایی h با قطر قطره d_p (طبق رابطه (7) برای عدد ناسلت) و

از قطر 50 میکرون است، یعنی ذرات بزرگ‌تر سریع‌تر به اطراف پخش

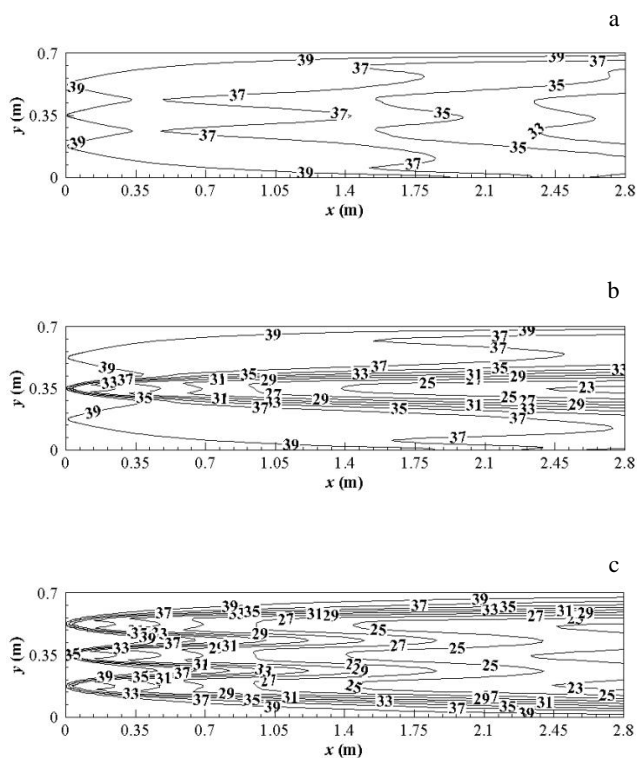


Fig. 6 Temperature distribution (°C) on longitudinal cross sections, a-case 3 in $z=0.35m$, b-case 4 in $z=0.175m$, c-case 5 in $z=0.35m$

شکل 6 توزیع دما برحسب درجه سانتی‌گراد در مقاطع طولی کانال، a- حالت 3 در $z=0.35m$ ، b- حالت 4 در $z=0.175m$ ، c- حالت 5 در $z=0.35m$

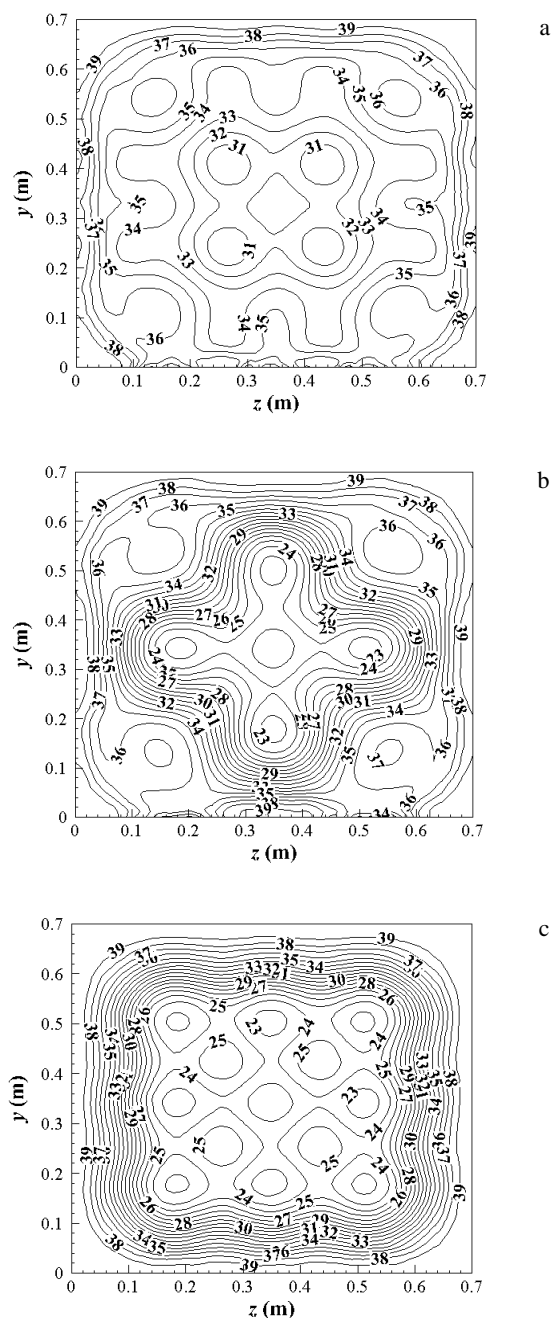


Fig. 5 Temperature distribution (°C) on outlet section: a-case 3, b-case 4, c-case 5

شکل 5 توزیع دما برحسب درجه سانتی‌گراد در مقطع خروجی: a- حالت 3، b- حالت 4 و c- حالت 5

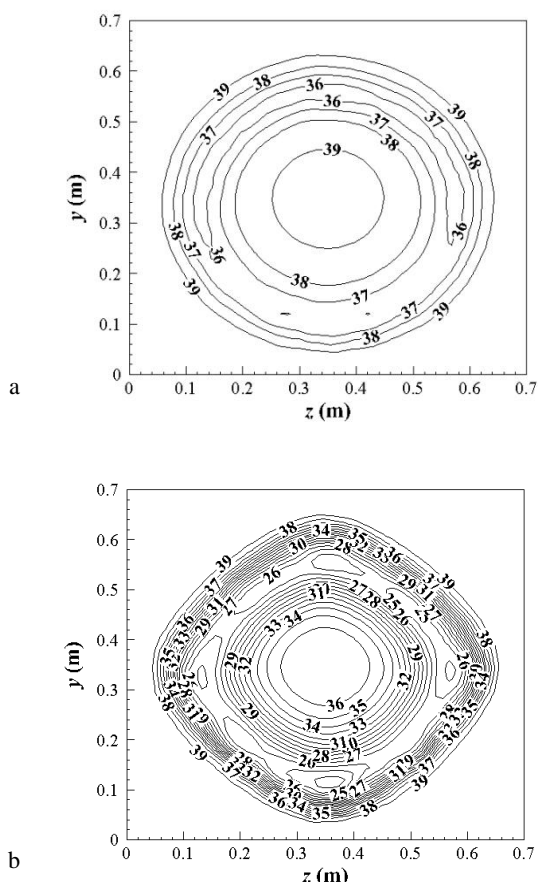


Fig. 7 Temperature distribution (°C) on the outlet section, a- flow rate of 0.05 (kg/s) & b- flow rate of 0.4 (kg/s)

شکل 7 توزیع دما برحسب درجه سانتی‌گراد در مقطع خروجی، a- دبی 0.05 کیلوگرم بر ثانیه و b- دبی 0.4 کیلوگرم بر ثانیه

این دو هزینه (هزینه کل) برای چیلر هواخنک ذکر شده به همراه سیستم مه‌آب محاسبه شده است. برای محاسبه‌ی هزینه آب، عدد 1.45 به‌عنوان ضریب قیمتی شهر تهران در نرخ هر متر مکعب آب (برابر با 4176 ریال) در متر مکعب آب مصرفی ضرب می‌شود [18]. همچنین قیمت هر کیلووات-ساعت برق در ساعات میان‌باری، اوج بار و کم‌باری به‌ترتیب برابر با 716، 358، 179 ریال است [19]. هزینه‌ها برای یک ماه با هشت ساعت کارکرد روزانه (با سه ساعت میان‌باری، سه ساعت اوج بار و دو ساعت کم‌باری) تخمین زده شده است. نتایج هزینه‌ها برحسب دبی آب اسپری در نمودار "شکل 8" نشان داده شده است. مطابق این نمودار با افزایش دبی آب اسپری از 0.05 تا 0.4 کیلوگرم بر ثانیه، هزینه برق مصرفی از 1576819 به 1463446 ریال کاهش

جدول 4 نتایج شبیه‌سازی در بررسی اثر دبی آب اسپری

درصد افزایش ضریب کارایی چیلر با سیستم مه‌آب	درصد آب تبخیر شده	دمای خروجی (°C)	دبی آب (kg/s)
2.97	3.01	38.6	0.05
5.48	3.09	37.4	0.1
9.63	3.21	35.7	0.2
11.90	3.27	34.8	0.3
13.73	3.32	34.1	0.4

هم‌چنین افزایش سطح مجموع قطرات A_p با کاهش قطر قطره، می‌توان گفت کاهش دمای هوا برای قطرات با قطر کوچک‌تر بیشتر است.

برای ارزیابی ضریب عملکرد چیلر هواخنک، چیلرهای هواخنک 20 تن شرکت ترین¹ (رده‌ی CGAF- C20 در بار کامل) [17] در نظر گرفته شده است. براساس کاتالوگ این شرکت، با افزایش دمای هوا از حدود 24 تا 49 درجه سانتی‌گراد ضریب کارایی چیلر از 4.2 به حدود 2 کاهش می‌یابد. در این‌جا یک منحنی ضریب کارایی برحسب دما منطبق بر داده‌های سازنده استخراج شده و از آن برای محاسبه ضریب کارایی چیلر هواخنک با سیستم مه‌آب استفاده شده است. دمای میانگین جرمی در مقطع خروجی سیستم مه‌آب مطابق رابطه (11) به‌عنوان دمای هوای ورودی به کندانسور در محاسبه ضریب کارایی در نظر گرفته شده است [13]. ضریب کارایی چیلر بدون سیستم مه‌آب (متناظر با دمای هوای 40 درجه سانتی‌گراد) برابر با 2.92 می‌باشد. طبق نتایج بدست آمده که در جدول 3 داده شده، به‌کارگیری سیستم مه‌آب با قطرات آب به قطر 200 میکرومتر حدود 4 درصد و با قطرات آب به قطر 50 میکرومتر حدود 24 درصد ضریب کارایی چیلر را افزایش می‌دهد.

$$T_{avg, mass} = \frac{\int \rho T |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} \quad (11)$$

2-4- اثر دبی آب اسپری

شبیه‌سازی سیستم مه‌آب با پنج دبی 0.05، 0.1، 0.2، 0.3 و 0.4 کیلوگرم بر ثانیه هرکدام با یک نازل در مرکز مقطع ورودی کانال و با سرعت اسپری 200 متر بر ثانیه صورت گرفته است (سایر پارامترها مشابه جدول 2 است). "شکل 7" توزیع دما را در مقطع خروجی کانال برای دو دبی 0.05 و 0.4 کیلوگرم بر ثانیه نشان می‌دهد. مطابق "شکل 7"، با حرکت از دیواره تا مرکز مقطع، دما ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد و دمای کمینه در مرکز مقطع نیست که این موضوع با توجه به این‌که نازل اسپری از نوع مخروط حفره‌ای است، قابل توجیه است (در نازل مخروط حفره‌ای ذرات در امتداد صفحات مخروطی اسپری می‌شود و خلاف نازل مخروطی توپر، در امتداد محور مخروط ذره‌ای اسپری نمی‌شود). هم‌چنین با افزایش دبی آب اسپری، دمای کمینه کاهش می‌یابد که خود عامل گرادیان دمای بیشتر در دبی‌های بالاتر است. مطابق نتایج بدست آمده در جدول 4 با افزایش دبی آب اسپری ضریب کارایی افزایش می‌یابد، به‌گونه‌ای که با دبی 0.05 کیلوگرم بر ثانیه حدود 3 درصد و با دبی 0.4 کیلوگرم بر ثانیه حدود 14 درصد ضریب کارایی افزایش می‌یابد.

3-4- ملاحظه اقتصادی

هزینه برق مصرفی، آب مصرفی (براساس میزان آب تبخیر شده) و مجموع

جدول 3 نتایج شبیه‌سازی در بررسی اثر قطر ذرات آب

درصد افزایش ضریب کارایی چیلر با سیستم مه‌آب بدون سیستم مه‌آب	درصد آب تبخیر شده	دمای خروجی (°C)	حالت
3.93	5.57	38.1	1
8.23	8.80	36.3	2
11.94	11.40	34.8	3
18.13	15.45	32.5	4
24.45	19.24	30.3	5

¹ Trane

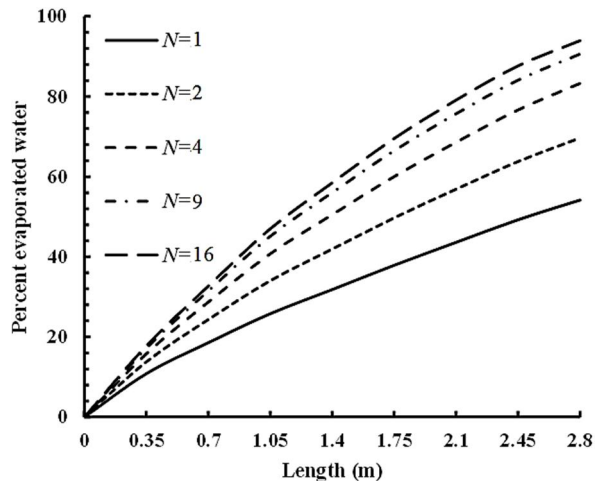


Fig. 9 Percent evaporated water versus channel length for different number of spray nozzles

شکل 9 درصد آب تبخیر شده در طول کانال برای تعداد مختلف نازل اسپری

10 و 11" به صورت نمودار میله‌ای نمایش داده شده است که مطابق آن‌ها در دبی‌های بیشتر و قطرهای کمتر ذرات آب، اثر افزایش تعداد نازل‌ها محسوس‌تر است.

هم‌چنین در "شکل 12" دو مورد خاص با هم مقایسه شده است:

مورد 1- با دبی آب 0.04 کیلوگرم بر ثانیه و قطر ذرات 25 میکرون

مورد 2- با دبی آب 0.08 کیلوگرم بر ثانیه و قطر ذرات 50 میکرون

براساس "شکل 12" در سیستم مه‌آب با 16 نازل مورد 1 عملکرد بهتری

نسبت به مورد 2 دارد (برخلاف سیستم مه‌آب با 4 نازل)؛ این بدان معنا است

که به شرط فراهم بودن تعداد کافی نازل می‌توان در قطرهای کمتر دبی را

کاهش داد و در نتیجه میزان آب مصرفی نیز کاهش می‌یابد.

5- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مطالعه فقط به بررسی اثر دبی آب اسپری، قطر قطرات آب و تعداد

جدول 5 نتایج شبیه‌سازی برای بررسی اثر تعداد نازل در دبی‌های متفاوت آب اسپری
Table 5 Simulation results for investigating the effect of number of nozzles in various water flow rates

دبی آب (kg/s)	تعداد نازل	دمای خروجی (°C)	درصد آب تبخیر شده	ضریب کارایی چیلر با سیستم مه‌آب	درصد افزایش ضریب کارایی
0.01	4	37.6	83.26	3.07	5.10
0.01	16	37.3	93.93	3.10	5.83
0.04	4	33.8	54.74	3.35	14.45
0.04	16	30.8	80.29	3.60	22.92
0.08	4	30.8	41.52	3.60	22.92
0.08	16	25.4	64.45	4.09	40.00

جدول 6 نتایج شبیه‌سازی برای بررسی اثر تعداد نازل در قطرهای متفاوت قطرات آب
Table 6 Simulation results for investigating the effect of number of nozzles in various water droplet diameters

قطر قطرات آب (μm)	تعداد نازل	دمای خروجی (°C)	درصد آب تبخیر شده	ضریب کارایی چیلر با سیستم مه‌آب	درصد افزایش ضریب کارایی
25	4	30.8	41.52	3.60	22.92
25	16	25.4	64.45	4.09	40.00
50	4	33.6	29.64	3.37	15.09
50	16	32.9	32.63	3.42	17.00

و هزینه آب مصرفی از 26442 به 132885 ریال افزایش می‌یابد (محور قائم سمت چپ). هم‌چنین هزینه کل با افزایش دبی آب اسپری از 0.05 تا حدود 0.2 کیلوگرم بر ثانیه از مقدار 1603261 به 1590388 ریال کاهش و با افزایش دبی از 0.2 تا 0.4 کیلوگرم بر ثانیه تا مقدار 1596331 ریال افزایش می‌یابد (محور قائم سمت راست).

از آن‌جا که برای چیلر هواخنک بدون سیستم مه‌آب، هزینه کل (که همان هزینه برق مصرفی است) برابر با 1613238 ریال بدست می‌آید، بنابراین در تمام دبی‌های آب از 0.05 تا 0.4 کیلوگرم بر ثانیه، استفاده از سیستم مه‌آب سبب کاهش هزینه می‌شود. بیشترین کاهش هزینه در دبی حدود 0.2 کیلوگرم بر ثانیه اتفاق می‌افتد و با افزایش دبی بالاتر از آن، هزینه‌ی آب بر برق غالب شده و هزینه کل بالا می‌رود (هرچند که در این شرایط هم هزینه چیلر با اسپری آب کمتر از هزینه چیلر بدون اسپری است).

4-4 اثر تعداد نازل اسپری

مطابق جدول 4 با افزایش دبی علی‌رغم بهبود عملکرد انرژی سیستم، درصد آب تبخیر شده کاهش می‌یابد. بنابراین این ایده شکل می‌گیرد که افزایش تعداد نازل‌ها در دبی کل ثابت (که سبب کاهش دبی هر نازل می‌شود) می‌تواند منجر به عملکرد بهتر سیستم گردد. ابتدا با قطر ذرات یکنواخت 25 میکرون و دبی آب 0.01 کیلوگرم بر ثانیه شبیه‌سازی برای تعداد نازل 1، 2، 4، 9 و 16 انجام می‌شود. "شکل 9" نتایج درصد تبخیر آب را در مقاطع مختلف کانال (از ورودی تا خروجی با گام 0.35 متر) نشان می‌دهد. براساس این شکل با افزایش تعداد نازل از 1 تا 16، درصد تبخیر آب از 54 تا 94 افزایش می‌یابد. در ادامه برای بررسی میزان اثر تعداد نازل در دبی‌ها و قطرهای متفاوت، حالت‌های 1 و 2 بررسی شده است.

حالت 1- مقایسه اثر 4 نازل با 16 نازل در قطر یکنواخت ذرات 25

میکرون ثابت و سه دبی آب 0.01، 0.04 و 0.08 کیلوگرم بر ثانیه

حالت 2- مقایسه اثر 4 نازل با 16 نازل در دبی آب 0.08 کیلوگرم بر

ثانیه ثابت و دو قطر ذرات 25 و 50 میکرون

در موارد با 4 نازل، مقطع ورودی به چهار قسمت مساوی و در موارد با 16 نازل به شانزده قسمت مساوی تقسیم شده و هر نازل در مرکز هر قسمت با محور نازل در جهت طولی کانال، نصب شده است. نتایج حالت‌های 1 و 2 به ترتیب در جداول 5 و 6 داده شده که مطابق آن همواره افزایش تعداد نازل سبب بهبود عملکرد سیستم مه‌آب می‌شود. این نتایج به ترتیب در "شکل‌های

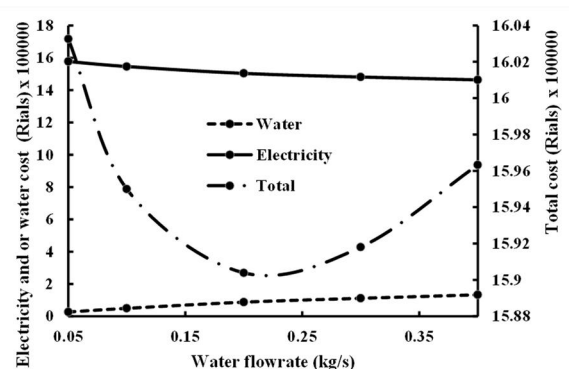


Fig. 8 Variations of water and electricity cost (Rials- the left axis) and the total cost (Rials- the right axis) with water flow rate (kg/s)

شکل 8 نمودار تغییرات هزینه آب و برق مصرفی (ریال - محور چپ) و هزینه کل (ریال - محور راست) برحسب دبی آب اسپری (کیلوگرم بر ثانیه)

درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد که منجر به درصد افزایش ضریب کارایی از حدود 3 تا 14 می‌گردد. در دبی‌های بالاتر با وجود میزان تبخیر بیشتر، درصد تبخیر آب کاهش یافت. از این رو اثر تعداد نازل‌های اسپری در دبی کل ثابت بررسی شد. با افزایش تعداد نازل‌های اسپری از یک به شانزده در دبی کل 0.01 کیلوگرم بر ثانیه، درصد تبخیر آب از 54 به 94 افزایش یافت. در ادامه اثر تعداد نازل در دبی‌ها و قطرهای متفاوت مطالعه شد که براساس نتایج در دبی‌های بالاتر و قطرهای کمتر ذرات آب، افزایش تعداد نازل‌ها اثر محسوس‌تری بر افزایش ضریب کارایی چیلر داشت. در نهایت دو حالت خاص (دبی 0.08 کیلوگرم بر ثانیه با قطر ذرات 50 میکرومتر و دبی 0.04 کیلوگرم بر ثانیه با قطر ذرات 25 میکرومتر) در تعداد چهار و شانزده نازل با هم مقایسه شد که طبق نتایج، در تعداد چهار نازل درصد افزایش ضریب کارایی برای دبی 0.08 بزرگ‌تر از دبی 0.04 است (15.09 نسبت به 14.45)، اما در صورت به‌کارگیری شانزده نازل، درصد افزایش ضریب کارایی برای دبی پایین‌تر بیشتر خواهد بود (22.92 برای دبی 0.04 نسبت به 17.00 برای دبی 0.08)؛ بنابراین در صورتی که تعداد نازل‌ها به اندازه کافی زیاد باشد، می‌توان حتی با دبی آب کمتر، ضریب کارایی را بیشتر افزایش داد و در نتیجه میزان آب مصرفی نیز کاهش می‌یابد.

6- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
a_1	ثابت تجربی اول قانون کروی ضریب درگ
a_2	ثابت تجربی دوم قانون کروی ضریب درگ
a_3	ثابت تجربی سوم قانون کروی ضریب درگ
C_D	ضریب درگ
$C_{i,s}$	غلظت بخار آب در سطح قطره ($kgmolm^{-3}$)
$C_{i,\infty}$	غلظت بخار آب در فاز هوا ($kgmolm^{-3}$)
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه هوا ($m^2s^{-2}C^{-1}$)
$c_{p,p}$	ظرفیت گرمایی ویژه آب ($m^2s^{-2}C^{-1}$)
$C_{1,\epsilon}$	ثابت معادله برابر با 1.44
C_2	ثابت معادله برابر با 1.9
$C_{3,\epsilon}$	ثابت معادله برابر با $\tanh\left \frac{v}{u}\right $
$D_{i,m}$	ضریب نفوذ بخار آب در فاز هوا (m^2s^{-1})
d_p	قطر ذره (m)
F_{other}	سایر نیروهای وارد بر واحد جرم ذره (ms^{-2})
F_D	ضریب نیروی درگ (s^{-1})
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
G_b	تولید انرژی جنبشی اغتشاشی به‌واسطه شناوری
G_k	تولید انرژی جنبشی اغتشاشی به‌واسطه گرادیان سرعت متوسط
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($kgs^{-3}C^{-1}$)
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر (m^2s^{-2})
$H_{lat,ref}$	گرمای نهان در دمای مرجع (m^2s^{-2})
k	انرژی جنبشی توربولانسی
k_c	ضریب انتقال جرم (ms^{-1})
k_∞	ضریب هدایت حرارتی هوا ($kgms^{-3}C^{-1}$)
k_{eff}	ضریب هدایت حرارتی مؤثر هوا $k_\infty + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}$
m	جرم (kg)

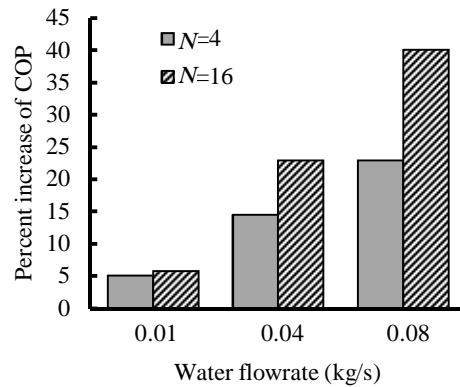


Fig. 10 Percent increase of COP with water mist system in various water flow rates for 4 and 16 number of nozzles

شکل 10 درصد افزایش ضریب کارایی با سیستم مه‌آب در دبی‌های مختلف برای تعداد 4 و 16 نازل اسپری

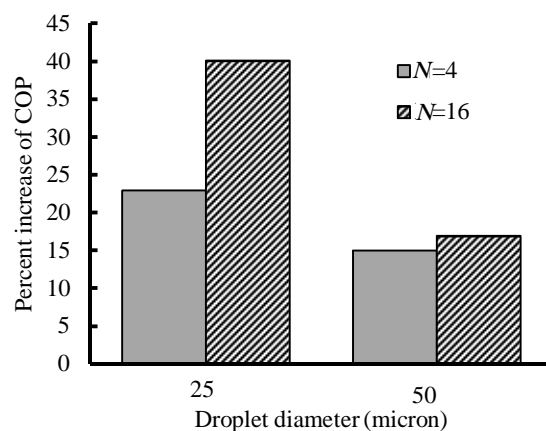


Fig. 11 Percent increase of COP with water mist system in various water droplet diameters for 4 and 16 number of nozzles

شکل 11 درصد افزایش ضریب کارایی با سیستم مه‌آب در قطرهای متفاوت قطرات آب برای تعداد 4 و 16 نازل اسپری

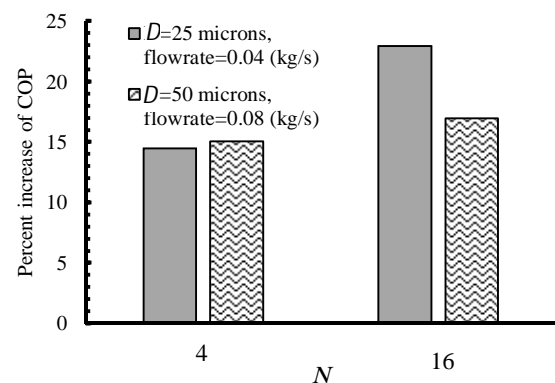


Fig. 12 Percent increase of COP with water mist system in two special cases

شکل 12 درصد افزایش ضریب کارایی با سیستم مه‌آب در دو مورد خاص

نازل‌ها پرداخته شد و سایر پارامترها ثابت بوده است. براساس نتایج بدست آمده، با کاهش قطر قطرات آب از 200 تا 50 میکرون، دمای میانگین خروجی سیستم مه‌آب از 38.1 به 30.3 درجه سانتی‌گراد می‌رسد که درصد افزایش ضریب کارایی از حدود 4 تا 24 را در پی دارد. از طرفی با افزایش دبی آب از 0.05 تا 0.4 کیلوگرم بر ثانیه، دمای میانگین خروجی از 38.6 به 34.1

خروجی	out	جرم اولیه قطره آب (kg)	$m_{p,0}$
ذره	p	دبی جرمی اولیه قطره آب (kgs^{-1})	$\dot{m}_{p,0}$
اشباع	sat	جرم مولکولی آب (kgkgmol^{-1})	$M_{w,i}$
اغتشاشی	t	تعداد (نازل)	N
مختص x	x	شار مولی بخار آب ($\text{kgmolm}^{-2}\text{s}^{-1}$)	N_i
مختص y	y	عدد ناسلت	Nu
مختص z	z	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P

7- مراجع

- [1] F. W. Yu, K. T. Chan, Part load performance of air-cooled centrifugal chillers with variable speed condenser fan control, *Building and Environment*, Vol. 42, No. 11, pp. 3816-3829, 2007.
- [2] F. W. Yu, K. T. Chan, Improved energy performance of air-cooled chiller system with mist pre-cooling Mist improvement on air-cooled chillers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 4, pp. 537-544, 2011.
- [3] J. Yang, K. T. Chan, X. Wu, F. W. Yu, X. Yang, An analysis on the energy efficiency of air-cooled chillers with water mist system, *Energy and Buildings*, Vol. 55, pp. 273-284, 2012.
- [4] K. T. Chan, J. Yang, F. W. Yu, Energy performance of chillers with water mist assisted air-cooled condensers, *The 12th Conference of International Building Performance Simulation Association*, Sydney, Australia, 2011.
- [5] G. Heidarnejad, M. Heidarnejad, S. Delfani, J. Esmailian, *Principles and Applications of Evaporative Coolers*, pp. 35-41, Tehran: Department of Housing and Urban Development, Building and Housing Research Center, 2007. (in Persian فارسی)
- [6] F. W. Yu, K. T. Chan, Modelling of improved energy performance of air-cooled chillers with mist pre-cooling, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No.4, pp. 825-836, 2009.
- [7] F. W. Yu, K. T. Chan, Simulation and electricity savings estimation of air-cooled centrifugal chiller system with mist pre-cooling, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1198-1206, 2010.
- [8] J. Tissot, P. Boulet, F. Trinquet, L. Fournaison, H. Macchi-Tejeda, Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 11, pp. 2122-2131, 2011.
- [9] A. Alkhedhair, H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Guan, S. He, Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 416-424, 2013.
- [10] H. Montazeri, B. Blocken, J. L. M. Hensen, CFD analysis of the impact of physical parameters on evaporative cooling by a mist spray system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, pp. 608-622, 2015.
- [11] S. Subramaniam, Lagrangian-Eulerian methods for multiphase flows, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 39, No. 2, pp. 215-245, 2013.
- [12] H. Montazeri, B. Blocken, J. L. M. Hensen, Evaporative cooling by water spray systems: CFD simulation, experimental validation and sensitivity analysis, *Building and Environment*, Vol. 83, pp. 129-141, 2015.
- [13] *FLUENT 6.3 User's Guide*, Accessed on 26 June 2016; http://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/main_pre.htm
- [14] S. A. Morsi, A. J. Alexander, An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 55, No. 2, pp. 193-208, 1972.
- [15] R. Sureshkumar, S. R. Kale, P. L. Dhar, Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air-I. Experimental data, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 5, pp. 349-360, 2008.
- [16] R. Sureshkumar, S. R. Kale, P. L. Dhar, Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air-II. Simulations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 6, pp. 361-371, 2008.
- [17] *Air-cooled liquid chillers*, Accessed on 28 March 2016; http://www.trane.com/download/equipmentpdfs/CGPRC007EN_r2.pdf
- [18] *Water and waste water tariff*, Accessed on 28 March 2016; <http://www.abfartehran.ir/> (in Persian فارسی)
- [19] *Tariff 2: general consumption*, Accessed on 28 March 2016; http://bahaye_bargh.tavanir.org.ir/ (in Persian فارسی)

ثابت جهانی گاز ($\text{kgm}^2\text{kgmol}^{-1}\text{K}^{-1}\text{s}^{-2}$)	R
عدد پرانتل	Pr
عدد رینولدز	Re
جمله چشمه معادله k تعریف‌شده توسط کاربر	S_k
جمله چشمه معادله ϵ تعریف‌شده توسط کاربر	S_ϵ
عدد اشتمیت $\mu/\rho D_{i,m}$	Sc
عدد شروود	Sh_{AB}
جمله‌ی چشمه ناشی از فاز پیوسته	S_ϕ
جمله‌ی چشمه ناشی از فاز گسسته	$S_{p\phi}$
دما (K)	T
دمای مرجع برابر با 298.15 کلوین	T_{ref}
زمان (s)	t
مؤلفه‌ی سرعت متوسط در جهت x (ms^{-1})	u
سرعت (ms^{-1})	\vec{v}
مؤلفه‌ی سرعت متوسط در جهت y (ms^{-1})	v
مؤلفه‌ی سرعت متوسط در جهت z (ms^{-1})	w
کسر مولی بخار آب در فاز هوا	X_i
کسر جرمی گونه‌ی k ام	Y_k
علائم یونانی	
چگالی (kgm^{-3})	ρ
اسکالر	ϕ
لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})	ν
ضریب نفوذ معادله حاکم	Γ_ϕ
نرخ زوال توربولانس	ϵ
عدد پرانتل اغتشاشی برای k ، ثابت برابر با 1.0	σ_k
عدد پرانتل اغتشاشی برای ϵ ، ثابت برابر با 1.2	σ_ϵ
زیرنویس‌ها	
میانگین جرمی	avg, mass
قطر	d
مؤثر	eff
ورودی	in