

ارزیابی آرایش نازل های مه پاش تبخیری در مجرای ورودی بر روی عملکرد یک توربین گاز کلاس جی

محمد عارف بابائی^{۱*}، مسعود دربندی^۲

۱- کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شریف، mohammadaref.babaei@ae.sharif.edu

۲- دکتر، استاد دانشگاه، دانشگاه صنعتی شریف، Darbandi@sharif.edu

* محمد عارف بابائی

چکیده

یکی از مهمترین چالش‌هایی که به خاطر ماهیت چرخه برایتون در توربین گاز با آن مواجه می‌شویم، حساسیت شدید راندمان و توان خروجی آن به شرایط محیطی است. این توربین‌ها حجم تقریباً ثابتی از هوا را فشرده می‌کنند و توان خروجی متناسب با جریان جرمی هوای ورودی است، لذا در روزهای گرم چگالی هوا کاهش یافته و در نهایت دبی جرمی کمتری به توربین گاز ورود پیدا می‌کند که این امر افت چشمگیری در توان خروجی توربین گاز ایجاد می‌کند. برای افزایش راندمان و بازگرداندن توان از دست رفته راه‌های متنوعی وجود دارد که پاشش آب در جریان هوای ورودی توربین گاز یکی از رایج‌ترین و کم‌هزینه‌ترین روش‌ها است که با افزایش نسبی دبی جرمی ورودی و کاهش جدی دما، باعث افزایش قابل ملاحظه در توان خروجی توربین گاز می‌شود [۱ و ۲].

۱-۱- مه پاشی تبخیری

مه پاشی هوای ورودی توربین‌های گازی که موضوع اصلی پژوهش حاضر است، بیش از بیست و پنج سال است که مورد استفاده قرار می‌گیرد و بر روی بیش از ۱۳۰۰ توربین گازی در سراسر جهان استفاده شده است. مه پاشی شامل پاشیدن قطرات بسیار کوچک آب به داخل جریان هوای ورودی برای خنک کردن هوا از طریق تبخیر است [۳]. خنک کاری با روش پاشش آب به دو طریق انتقال حرارت و جرم می‌باشد یعنی هوا و آب در تماس با یکدیگر به علت اختلاف درجه حرارت و فشار با یکدیگر تبادل جرم و حرارت می‌نمایند. در این پروسه حرارت از هوا به آب در حال تبخیر (انتقال حرارت) و بخار آب به هوا (انتقال جرم) منتقل می‌گردد. این تبخیر، باعث خنک شدن هوای داخل کمپرسور شده، به علاوه این فرآیند منجر به کاهش دمای هوای خروجی از کمپرسور می‌شود لذا برای جبران آن سوخت بیشتری در محفظه احتراق مصرف می‌شود ولی در نهایت به خاطر افزایش دبی جرمی عبوری از توربین کار خالص افزایش می‌یابد. این روش در رطوبت‌های بالا غیر قابل استفاده است و تأثیر چندانی بر عملکرد توربین گاز ندارد زیرا با این روش هوا در یک فرآیند آنتالپی ثابت به دمای مرطوب محیط نزدیک می‌شود. بنابراین اگر دمای مرطوب محیط بالا باشد این روش بازده لازم را دارا نیست [۴].

۱-۲- مشخصه های اصلی

پارامترهای زیادی در مقدار اثر و میزان راندمان در خنک کاری به کمک این سامانه و مشخصه های مورد توجه همچون میانگین دما و رطوبت خروجی، بازده تبخیر قطرات، اعواج دمایی و قطر قطرات خروجی مؤثر می‌باشند. در این پژوهش اثر تعداد نازل های مه پاش روی مشخصه های بیان شده بررسی شده است.

توربین های گازی یکی از اصلی ترین منابع تولید برق و انرژی می‌باشند. توان خروجی این توربین ها به شدت متأثر از شرایط محیطی میباشد، به طوری که به ازای هر ۱ درجه سانتیگراد افزایش دمای هوا، توان خروجی آنها حدود ۰.۵ تا ۰.۹٪ کاهش می یابد. از آنجایی که شرایط اوج مصرف معمولاً با افزایش دمای محیط همزمان می شود، بازیابی توان یک توربین گاز در طی ایام گرم سال برای تولیدکنندگان انرژی و صاحبان نیروگاه های گازی بسیار ارزشمند است. یکی از راه های بازیابی توان توربین در شرایط گرم اوج مصرف استفاده از مه پاش می باشد. تحقیقات نشان می دهد که استفاده از مه پاش تبخیری برای خنک کاری هوای ورودی به توربین گاز راه حل نسبتاً کم هزینه ای است. ولی روش های بکارگیری مه پاش بسیار گسترده است. در این پژوهش با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به بررسی اثر تعداد نازل های به کار برده شده برای اسپری قطرات در مجرای ورودی توربین گاز پرداخته می شود. در این راستا، اثر تعداد نازل ها روی مشخصه های مهمی از جمله بازده تبخیر قطرات، میزان افت دما، افزایش رطوبت، سرعت تبخیر و همچنین قطر قطرات خروجی از کانال در سه دبی مختلف بررسی و نتایج ارائه می شوند. دبی هوای ورودی به کانال منطبق بر دبی مورد استفاده برای توربین گاز مدل M501-J می باشد. نتایج نشان می دهد در دبی ثابت مورد استفاده برای تزریق قطرات، افزایش نازل ها از ۴۰۰ به ۵۵۰ و سپس ۷۰۰ عدد اثر بهینه ای روی همه مشخصه های ذکر شده دارد.

واژه های کلیدی: سامانه مه پاش - اسپری قطرات - کانال ورودی هوا -

توربین گاز - CFD

۱- مقدمه

امروزه به دلیل رشد روز افزون مصرف انرژی، قیمت بالای آن و روند رو به کاهش منابع سوختهای فسیلی استفاده بهینه از انرژی و کنترل مصرف، آن از طریق استفاده از سیستم های با راندمان بالاتر به عنوان یکی از مباحث مهم مطرح شده در بخش مهندسی می باشد و به همین منظور تحقیقات و پژوهش در این زمینه مدتهای زیادی است که آغاز شده است. روش های زیادی برای استفاده از گاز طبیعی جهت تولید برق وجود دارد، اما این توربین گازی است که انقلابی در استفاده از گاز طبیعی برای صنعت برق ایجاد کرده است و بخش عمده ای از نیاز برق جهان (در ایران چیزی بیش از یک سوم) توسط این سیستم ها، به تنهایی یا در چرخه ی ترکیبی، تامین می‌شود. اساس کار کرد توربین های گازی بر مبنای چرخه برایتون است،

که در آن h_{fg} گرمای نهان تبخیر قطره است. S_d مساحت سطح قطره، c_d ظرفیت حرارتی قطرات و ضریب انتقال حرارت همرفتی h_c است

۲-۲- مدل توربولانسی

برای شبیه سازی جریان آشفته از روش های مبتنی بر RANS^۱ و مدل توربولانسی k-ε با ثابت های زیر استفاده شده است [۶].

جدول ۱- ثابت های معادله مدل توربولانسی k-ε

σ_k	σ_ϵ	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_μ
1	1.3	1.44	1.92	0.09

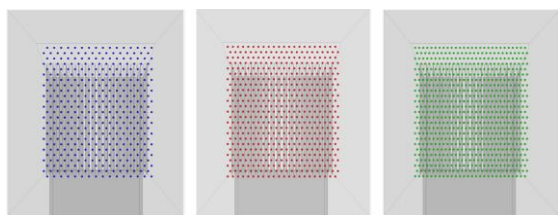
۲-۳- مشخصه قطرات

توزیع اندازه قطرات اسپری را می توان به روش های مختلفی مدل سازی کرد، در این پژوهش از روش تابع توزیع قطر روزین رملر برای توزیع سایز قطرات استفاده شده است. برای این تابع اندازه قطر کوچک ترین قطره $1 \mu m$ ، بزرگترین قطر $30 \mu m$ و میانگین قطر $16.6 \mu m$ در نظر گرفته شده است که بر اساس روابط روزین رملر ضریب پخش 1.6 برای یکنواختی توزیع سایزی قطرات بدست می آید. برای تزریق قطرات یک اسپری مخروطی کامل (بدون منطقه مخروطی توخالی) فرض شده است. اطلاعات مربوط به اسپری قطرات در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲- اطلاعات ورودی در نظر گرفته شده برای تزریق اسپری

واحد	مقدار	پارامتر
°C	۲۰	دمای آب
bar	۱۳۸	فشار عملیاتی
μm	۱۵۰	قطر اوریفیس نازل
-	۳	تعداد قطر ها
-	۱۰	تعداد جریان ها
deg	۱۱۰	زاویه مخروطی اسپری
Kg/m ³	۹۹۸.۲	چگالی آب

شبیه سازی ها در سه دبی متفاوت ۱.۵ و ۱.۷۵ و ۲ Kg/s بررسی شده است. برای هر نازل، ۳۰ ذره نماینده در طول تجزیه و تحلیل CFD ردیابی شده است. بدین ترتیب در استفاده از ۴۰۰ نازل ۱۲۰۰۰ قطره ردیابی می شوند، با افزایش تعداد نازل ها به ۵۵۰ تعداد مسیر های ردیابی قطرات ۱۶۵۰۰ می شود و برای ۷۰۰ نازل مورد استفاده، ۲۱۰۰۰ مسیر قطره ردیابی می شوند. آرایش سه گروه نازل در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- نمایش تعداد نازل ها (الف) ۴۰۰ نازل، (ب) ۵۵۰ نازل و (ج) ۷۰۰ نازل

۲- مدل عددی

۲-۱- شبیه سازی جریان دوفازی

شبیه سازی جریان دو فازی هوا و اسپری قطرات با رویکرد اوپلری-لاگرانژی انجام شده است. میدان جریان هوا توسط معادلات بقای ناویراستوکس با میانگین گیری زمانی رینولدز توصیف شده و جریان هوا و قطرات آب در وضعیت کوپل دو طرفه قرار دارند لذا تأثیر قطرات بر جریان هوا را می توان با وارد کردن شرایط منبع جرم، انرژی و تکانه در معادلات حاکم بر فاز هوا به صورت زیر در نظر گرفت [۵].

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E)) = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{j}_j + \tau_{eff} \vec{v} \right] + S_h \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{j}_j + S_m \quad (4)$$

شبیه سازی مسیر لاگرانژی برای فاز گسسته انجام می شود. بر اساس قانون دوم نیوتن، حرکت قطرات در جریان هوا را می توان با فرمول بندی زیر بیان کرد.

$$\dot{m}_a \frac{d\vec{v}_a}{dt} = \sum F = F_D + F_g + F_p + F_s \quad (5)$$

که در آن \dot{m}_a جرم قطره و \vec{v}_a سرعت قطره است. F_D نیروی درگ، F_g نیروی گرانش و شناوری، F_p نیروی فشاری و F_s نیروی بالابر سافمن و غیره است حرکت قطرات در فرمول لاگرانژی با استفاده از معادله مسیر با ساده سازی معادله فوق در نهایت به صورت زیر محاسبه می شود، که بالانس مومنوم است.

$$\frac{d\vec{v}_a}{dt} = f_D(\vec{v} - \vec{v}_a) + \frac{\vec{g}(\rho_a - \rho)}{\rho_a} \quad (6)$$

در معادله فوق f_D ثابت پسا است. عبارت \vec{g} نیروی گرانشی ρ و ρ_a به ترتیب چگالی هوا و ذرات هستند. سایر نیروهای وارد بر قطرات نادیده گرفته شده اند: از آنجایی که دمای هوا کمتر از دمای مربوط به مسائل احتراقی است، نیروی ترموفوریتیک ناشی از گرادیان دما ناچیز است، و از آنجایی که انتظار می رود ذرات بزرگتر از اندازه زیر میکرون باشند، نه براونی و نه نیروهای بالابر سافمن در اینجا در نظر گرفته نشده است [۵].

نرخ تغییر جرم یا نرخ تبخیر توسط اختلاف غلظت بین سطح قطرات و جریان هوا کنترل می شود بنابراین معادله کوپلینگ جرمی به صورت زیر بیان می شود

$$\frac{dm_a}{dt} = Sh_D \pi D \rho_c D_v (\omega_{A,\infty} - \omega_{A,s}) \quad (7)$$

D_v بیانگر ضریب انتشار جرمی قطره در محیط و D قطر قطره است، $\omega_{A,s}$ کسر جرمی گونه A (بخار مربوط به مایع قطره) در سطح قطره و $\omega_{A,\infty}$ در جریان آزاد است و Sh_D نیز عدد شروود می باشد بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت تشعشع، انتقال حرارت قطره بسته به همرفت و تبخیر، به صورت معادله زیر که بالانس انرژی را نمایش میدهد بیان می شود [۵].

$$m_a c_a \frac{dT_a}{dt} = h_c S_d (T_a - T_d) - \frac{dm_a}{dt} h_{fg} \quad (8)$$

¹ Reynolds-averaged Navier-Stokes

۴-۲- درگ قطرات

برای شبیه سازی درگ قطرات از مدل قانون درگ کروی برای مدل سازی استفاده شده است، در این مدل که توسط مرسی و الکساندر [۷] توسعه داده شد فرض می شود که کشش سطحی روی سطح مشترک قطر- سیال به اندازه ای قوی است که در برابر تمایل نیروهای آیرودینامیکی برای تغییر شکل قطره مقاومت می کند. نیروی درگ وارد بر قطرات به صورت زیر محاسبه می شود

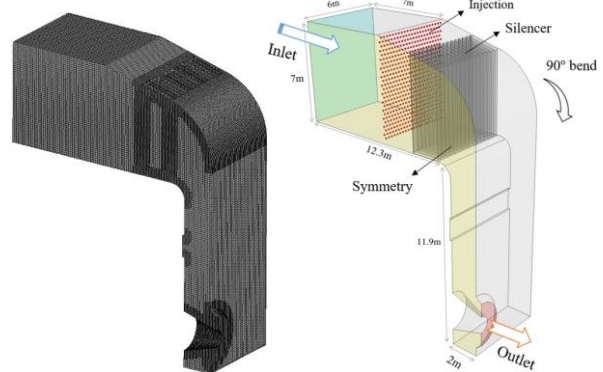
$$F_D = \frac{3}{4} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{m_p}{d_p} C_d (\vec{v} - \vec{v}_d) |\vec{v} - \vec{v}_d| \quad (9)$$

در سناریوی درگ کروی، ضرایب پسا C_d ، به عنوان توابع عدد رینولدز Re و بر اساس داده های تجربی درگ، برای کره های جامد تخمین زده می شوند. رابطه مرسی و الکساندر^۱ که به صورت تجربی به دست آمده است، دارای سه ثابت می باشد، که ضرایب درگ را برای طیف وسیعی از اعداد رینولدز تا مرز 5×10^4 پیشنهاد می کند و به صورت زیر بیان می شود [۸].

$$C_d = \frac{K_1}{Re} + \frac{K_2}{Re^2} + K_3 \quad (10)$$

۵-۲- هندسه محاسباتی و شبکه

هندسه محاسباتی سه بعدی کانال هوای ورودی در شکل ۱ آورده شده و توسط Ansys spaceclaim تولید شده است، برای کاهش هزینه محاسباتی این هندسه به صورت متقارن شبیه سازی شده که شامل یک بخش ورودی، یک ناحیه ترنزیشن سپس سایلنسر قبل از خم ۹۰ درجه، بخش قائم کانال و در نهایت صفحه دایروی توخالی خروجی با مساحت m^2 ۳.۲ برای ورودی هوا به توربین گاز می باشد. این دومین از مش مربعی سازمان یافته با ۶۰۰ هزار سلول تشکیل شده که با استفاده از روش cut cell برای تراکم دادن به نواحی دارای انحنا و مهم از جمله محدوده سایلنسر و خروجی و همچنین ناحیه خم ۹۰ درجه کانال تولید شده است. این روش می تواند تعداد مش بهینه ای را تولید کند که در نواحی غیر ضروری مانند ناحیه ورودی از مش کمتری استفاده شود و در نتیجه هزینه محاسباتی کاهش یابد



شکل ۲- نمایش کانال و مش محاسباتی با ۶۰۰ هزار سلول

۶-۲- شرایط مرزی

در بخش ورودی، فشار کل برابر با مقدار فشار اتمسفر با فشار گیج صفر به عنوان فشار ورودی در نظر گرفته شده است. هوای مرطوب ورودی به صورت مخلوطی از O_2 ، N_2 و H_2O با دمای ۴۲.۶ درجه سانتی گراد و رطوبت نسبی (RH) ۳۰ درصد تنظیم شده است.

در قسمت خروجی کانال که ناحیه ورودی کمپرسور توربین گاز است، مقدار تعیین شده دبی جرمی با توجه به توربین گاز M501-J برابر با 300 kg/s (با در نظر گرفتن نیمی از کانال با شرط تقارن) به عنوان شرایط مرزی تعیین شده است. بنابراین، در طول شبیه سازی عددی، فشار استاتیک خروجی به منظور برآورده کردن مقدار جریان جرمی هدف تنظیم می شود [۹]. شرط مرزی مدل فاز گسسته^۲ در خروجی به عنوان "فرار"^۳ تنظیم شده است، با استفاده از این شرط مرزی، قطرات حوزه را با شرایط فعلی خود (یعنی سرعت، دما و کسر جرمی بخار در صفحه خروجی) ترک می کنند و محاسبات مسیر پایان می یابد. مقادیر دما، شدت تلاطم، نسبت ویسکوزیته توربولانس و کسر جرمی گونه ها برای جریان برگشتی نیز مانند شرایط ورودی تنظیم می شوند.

برای شبیه سازی ها فرض می شود که قطرات پس از برخورد با دیواره ها در یک فیلم مایع در امتداد دیواره ها جمع می شوند [۸]. در این حالت، از شرط مرزی "بازتاب" استفاده می شود و فرض می شود که پس از برخورد، مولفه تکانه نرمال صفر است در حالی که مولفه مماسی ثابت می ماند. با این حال شبیه سازی به گونه انجام شده است درصد قابل توجهی از قطرات تبخیر شده و به صورت مایع روی دیواره ها جاری نشوند. همچنین دیواره های جانبی و سایلنسر غیر لغزنده و آدیاباتیک فرض می شوند.

۷-۲- تنظیمات حلگر

الگوریتم COUPLE برای جفت فشار-سرعت استفاده می شود، درون یابی فشار مرتبه دوم است و طرح های گسسته مرتبه دوم هم برای ترم های همرفت و هم برای ترم های ویسکوز معادلات استفاده می شود. برای حل معادلات حرکت قطرات، انتخاب طرح ردیابی خودکار اتخاذ شده است. همچنین از طرح های دوزنقه ای و ضمنی به ترتیب برای طرح های مرتبه بالاتر و پایین تر استفاده شده است. حل معادلات تکانه قطره، گرما و انتقال جرم به صورت کاملاً جفت شده حل می شود. در رابطه با مدل آشفستگی k-ε^۴، توابع استاندارد دیواره [۶] در نواحی نزدیک دیوار استفاده شده است.

۳- نتایج عددی

در این بخش نتایج حاصل از اثر تغییر تعداد نازل ها روی مشخصه های اصلی مورد توجه آورده شده است.

۱-۳- بررسی بازده و جرم تبخیر شده قطرات

نمودار شکل ۴ منحنی های بازده تبخیر و جرم تبخیر شده را در تعداد نازل ها و دبی های مختلف نشان می دهد. همانطور که دیده می شود با افزایش دبی جرمی بازده تبخیر کم شده با این حال در همه حالات جرم قابل توجهی از آب تزریقی تبخیر شده است. با توجه به تبخیر حدود صد درصدی در

² DPM: Discrete Phase Model

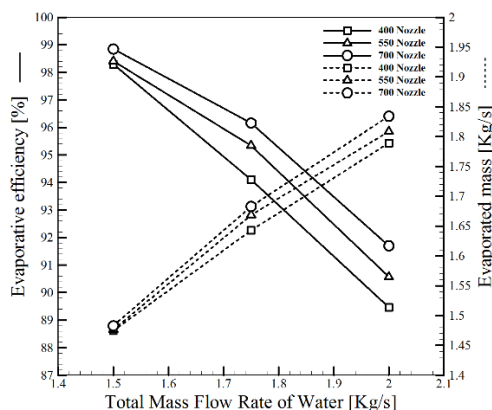
³ Scape

¹ Morsi -Alexander

۳-۳- بررسی سرعت تبخیر و اثرات آن

مسئله قابل توجه بعدی سرعت تبخیر قطرات اسپری شده می باشد، با توجه به اینکه در تعداد نازل بالا تر قطرات بیشتری تزریق می شوند و پراکندگی بیشتری برای قطرات در هوا وجود دارد یا به عبارتی به دلیل افزایش تعداد قطرات ردیابی شده، هوا و قطرات در نقاط بیشتری در دامنه درون کانال انتقال حرارت و جرم انجام می دهند، پس این عامل روی سرعت تبخیر جرم تزریق شده موثر است لذا سرعت کاهش دما نیز در چند متر ابتدایی تزریق نیز بیشتر می شود، همان طور که در شکل ۵ پیداست. شکل ۵ منحنی های میانگین دما و میانگین جرم تبخیر شده را در مقاطع مختلف در طول کانال نشان میدهد. این منحنی مربوط به دبی جرمی ۲ kg/s است. همان طور که ملاحظه می شود تا محل اسپری قطرات در مکان ۷ متری از دهانه ورودی دما ثابت بوده و بلافاصله پس از تزریق آب به درون کانال دما با شیب زیادی افت می کند و در سمت مقابل آب تزریق شده در لحظات ابتدایی با سرعت بالایی تبخیر می شود. مشاهده می شود از نقطه تزریق تا قبل از رسیدن به سایلنسر بیشترین نرخ تبخیر مربوط به استفاده از ۷۰۰ نازل است به طوری که در این ناحیه ۱۳۵ گرم تبخیر بیشتر در مقایسه با استفاده از ۴۰۰ نازل و ۶۵ گرم تبخیر بیشتر نسبت به استفاده از ۵۵۰ نازل را دارد. اثر مثبت این عامل در نهایت روی مشخصه های اصلی مورد توجه از قبیل بازده تبخیر، افت دما و افزایش رطوبت است که در قسمت های قبلی بیان شد. همچنین تبخیر بیشتر در نقاط ابتدایی به منزله برخورد کمتر قطرات با دیواره ها و سایلنسر و جلوگیری از خوردگی و هدر رفت آب می شود.

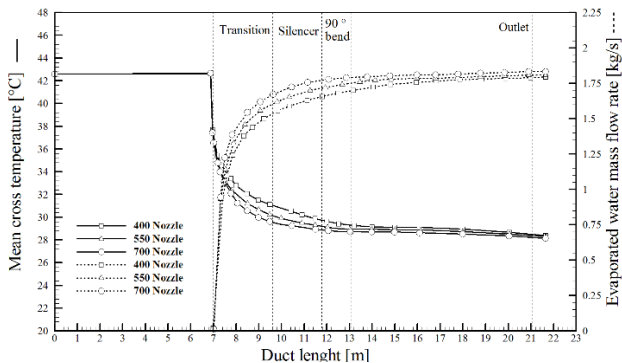
دبی ۱.۵ kg/s می توان نتیجه گرفت که هوای موجود در کانال هنوز هم دارای پتانسیل خنک شوندگی است و می توان از دبی های بالاتری استفاده کرد. همان طور که دیده می شود در یک دبی ثابت کل تزریقی، هرچه تعداد نازل ها را افزایش دهیم بازده تبخیر نیز افزایش میابد، که این نکته مثبت در سیستم های مه پاش تبخیری است. این اثر افزایش نازل در دبی جرمی بالاتر ملموس تر است زیرا در دبی های کمتر که تقریباً همه قطرات تبخیر می شوند نمی توان مقایسه خوبی را انجام داد. به عنوان مثال در دبی ۱.۵ kg/s میزان تفاوت بازده تبخیری برای سه گروه نازل در حدود ۰.۵ درصد است اما برای دبی ۲kg/s از ۴۰۰ به ۷۰۰ نازل مقدار ۲.۲۴ درصد افزایش بازده تبخیری وجود دارد و این به معنای ۴۵ گرم تبخیر بیشتر است.



شکل ۳- اثر افزایش تعداد نازل روی بازده تبخیر قطرات و جرم تبخیر شده در دبی های مختلف

۳-۲- بررسی دما و رطوبت نسبی

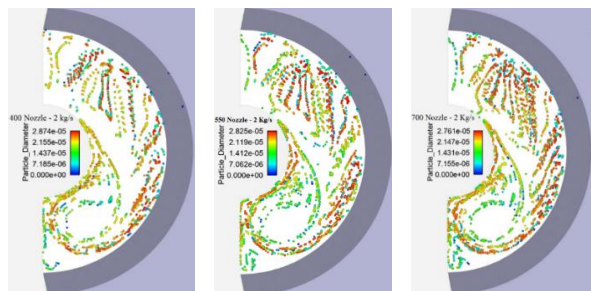
متناسب با دبی تزریق شده و بازده تبخیر میزان افت دما در سه دبی مختلف متفاوت بوده، همان طور که در شکل ... دیده می شود با تزریق بیشتر دبی افت دمای بیشتری تجربه شده است (از ورودی با ۴۲.۶ °C تا خروجی در کیس های مختلف به حدود ۲۸ تا ۳۱ °C می رسد)، ضمن اینکه رطوبت نسبی نیز در اثر تزریق بیشتر دارای میانگین بالاتری در خروجی کانال است (از ورودی با ۳۰٪ تا خروجی در کیس های مختلف به حدود ۷۰ تا ۸۸٪ می رسد). مشاهده می شود اثر افزایش نازل روی میانگین دما و رطوبت نسبی خروجی مثبت و همچنان در دبی بالاتر ملموس تر بوده است.



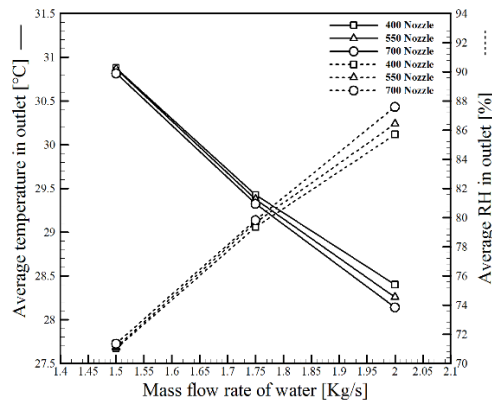
شکل ۵- نمودار دمای متوسط و جرم تبخیر شده در مقاطع مختلف در طول کانال برای دبی ۲kg/s

۴-۳- بررسی قطر قطرات در خروجی کانال

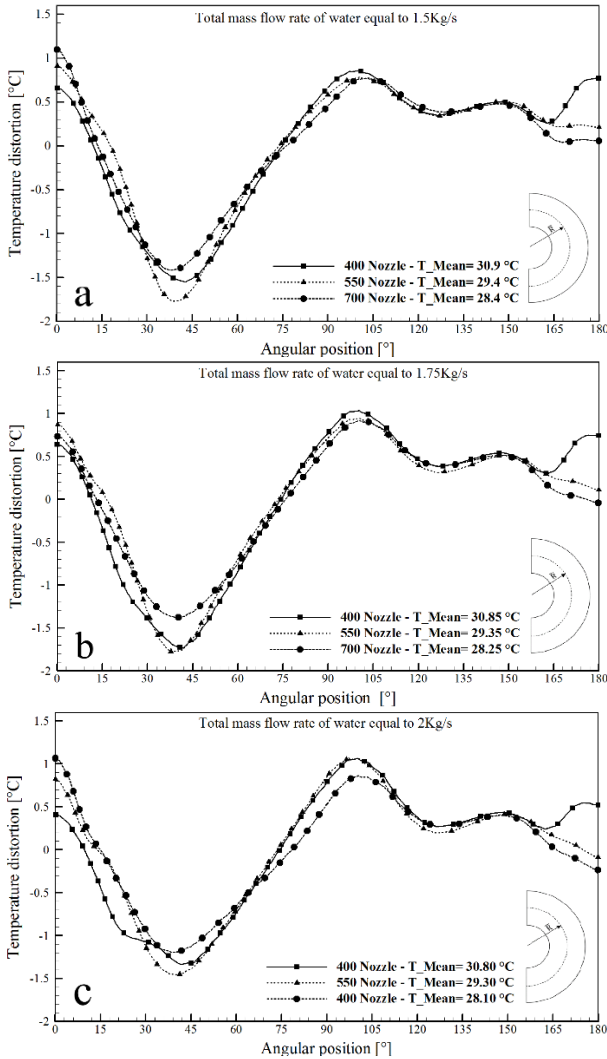
شکل ۶ قطر قطرات خروجی از کانال را برای سه گروه نازل در دبی ۲kg/s نشان می دهد. و در نمودار شکل ۷ نیز اثر افزایش نازل روی ماکزیمم قطر



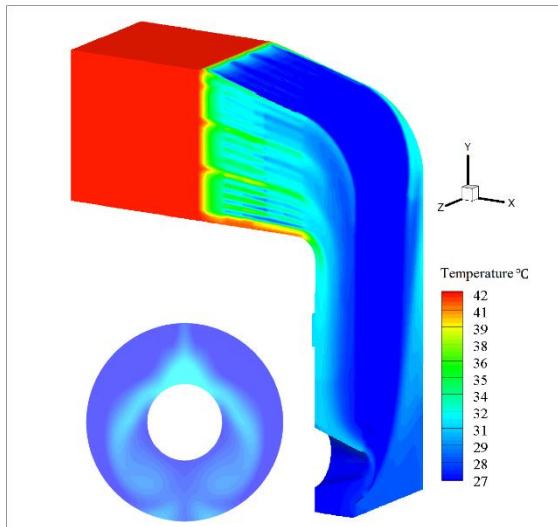
شکل ۶- نمایش قطر قطرات مقطع خروجی کانال در دبی ۲kg/s



شکل ۴- اثر افزایش تعداد نازل روی میانگین دما و رطوبت نسبی خروجی کانال در دبی های مختلف

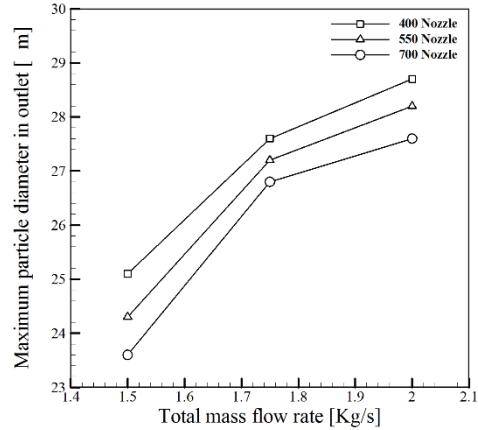


شکل ۸- منحنی های اعوجاج دمایی در شعاع متوسط خروجی برای سه گروه نازل در دبی جرمی های: (a) ۱.۵kg/s، (b) ۱.۷۵kg/s و (c) ۲kg/s



شکل ۹- کانتور دما روی هندسه سه بعدی کانال و مقطع خروجی آن

قطرات خروجی از دامنه بررسی شده است. همان طور که از شکل های ۶ و ۷ دیده می شود دیده می شود هرچه تعداد نازل ها افزایش یابد ماکزیمم قطر قطراتی که از کانال خارج می شوند کاهش می یابد و افزایش دبی نیز باعث افزایش قطر و تعداد قطرات تبخیر نشده و خارج شدن آنها از کانال می شود.



شکل ۷- اثر افزایش تعداد نازل ها روی ماکزیمم قطر قطرات خروجی از کانال در دبی های مختلف

۳-۵- بررسی اعوجاج دمایی در خروجی کانال

با توجه به نتایج بیان شده در بخش های قبلی و توجه به این نکته که دبی جرمی هر گروه از نازل ها با فرض دبی کل یکسان در سه حالت گفته شده متفاوت است، و همچنین فاصله افقی بین نازل ها با افزایش تعداد آنها کاهش می یابد، لذا اعوجاج دمایی^۱ در خروجی کانال نیز در هر حالت متفاوت است. شکل ۸ اعوجاج دمایی را در شعاع متوسط خروجی کانال برای سه دبی مختلف (۱.۵، ۱.۷۵ و ۲kg/s) و برای گروه های متفاوت نازل ها (۴۰۰ تایی، ۵۵۰ تایی و ۷۰۰ تایی) نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود در همه حالات در ۹۰ درجه ابتدایی بیشترین پراکندگی دمایی وجود دارد (بیشترین اختلاف قله و دره منحنی ها بین ۲ تا ۲.۹°C)، در این ناحیه عملکرد ۷۰۰ نازل به مراتب بهتر از دو گروه دیگر بوده و اختلاف کمتری بین پایین ترین و بالاترین نقاط منحنی را داراست. پس از آن استفاده از ۴۰۰ نازل اعوجاج کمتری را نسبت به ۵۵۰ نازل نشان می دهد. در نیمه پایین مقطع خروجی کانال، یعنی در زاویه ۹۰ تا ۱۸۰ درجه در تمامی حالات منحنی ها یکنواختی بیشتری را نشان می دهند (اختلاف قله و دره منحنی ها بین ۰.۸ تا ۱.۳°C) در این ناحیه نیز استفاده از ۷۰۰ نازل همچنان بهینه تر بوده است. بر خلاف نیمه بالا در نیمه پایین خروجی استفاده از ۵۵۰ نازل اعوجاج کمتری در مقایسه با ۴۰۰ نازل را داراست. در شکل ۹ کانتور سه بعدی دما روی دیواره ها، صفحه تقارن و همچنین مقطع خروجی کانال به طور کامل نشان داده شده، این کانتور مربوط به گروه ۷۰۰ تایی از نازل ها در دبی ۲kg/s است. همانطور که از کانتور دما دیده می شود از درست پس از تزریق، قطرات شروع به تبخیر کرده و دما کاهش می یابد تا در خروجی به میانگین ۲۸.۱°C می رسد. اعوجاج دمایی نیز از کانتور دما در مقطع خروجی مشهود است.

^۱ اختلاف دما با دمای میانگین

systems: CFD simulation, experimental validation and sensitivity analysis,” *Building and environment* 83 (2015): 129-141.

- [9] Bianchi, Michele, Mustapha Chaker, Andrea De Pascale, Antonio Peretto, and Pier Ruggero Spina. “CFD simulation of water injection in GT inlet duct using spray experimentally tuned data: nozzle spray simulation model and results for an application to a heavy-duty gas turbine,” *In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 47926, pp. 629-642. 2007.

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش به مقایسه اثر تعداد نازل ها در سه گروه ۴۰۰، ۵۵۰ و ۷۰۰ تایی روی پارامترهای کلیدی سامانه مه پاش تبخیری همچون بازده تبخیر، افت دما و افزایش رطوبت، سرعت تبخیر قطرات، قطر قطرات و همچنین اعوجاج دمایی در خروجی پرداخته شد. نتایج این پژوهش نشان داد که: در دبی ثابت آب تزریق شده، افزایش نازل ها در سه کیس بررسی شده باعث تبخیر دبی بیشتری از قطرات و افزایش بازده تبخیر شده. تبخیر بیشتر منجر به کاهش دمای بیشتر شده و افزایش رطوبت بیشتری را در پی داشته است. دیده شد که با افزایش نازل ها به دلیل وجود قطرات در نقاط بیشتری از دامنه درون کانال، تبادل جرم و انرژی سریع تر اتفاق افتاده و این منجر به افزایش سرعت تبخیر در نقاط ابتدایی تزریق شده است. افزایش سرعت تبخیر احتمال برخورد قطرات با دیواره ها و سایلنسر را در ادامه مسیر کمتر کرده لذا آب هدر رفت و اثر خوردگی کانال کمتر می شود. مشاهده شد کمترین قطر قطرات در خروجی کانال به ترتیب مربوط به ۷۰۰، ۵۵۰ و سپس ۴۰۰ نازل است. به طور کلی کمترین اعوجاج در نیمه پایین و بیشترین آن در نیمه بالای مقطع خروجی کانال اتفاق افتاده است. در تمام دبی جرمی های مورد استفاده کمترین پراکندگی دما زمان استفاده از ۷۰۰ نازل اتفاق افتاده و پس از آن ۴۰۰ و ۵۵۰ نازل به ترتیب در نیمه های بالا و پایین مقطع خروجی کانال عملکرد مناسب تری نسبت به یکدیگر داشتند.

۵- مراجع

- [1] Yahya, S. M. “Turbines compressors and fans ,”. Vol. 103, no. v4. Tata Mcgraw Hill Education Pvt. Ltd., *New Delhi*, 2011.
- [2] Bathie, William W. “Fundamentals of gas turbines ,” (1984).
- [3] Mee, I. I. I., and R. Thomas. “Gas turbine inlet air fogging for humid environments,” Online: <http://www.meefog.com/wpcontent/uploads/Gas-Turbine-Inlet-Air-Fogging-for-Humid-Climates-FINAL.pdf> (2015).
- [4] Jeanty, Freddy, Jesús De Andrade, Sergio Croquer, Jorge Luis Clarembaux Correa, and Miguel Asuaje. “Numerical Analysis of a Fogging System in a Gas Turbine ,” *In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 44694, pp. 913-923. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [5] Xia, Lin, Hal Gurgenci, Deyou Liu, Zhiqiang Guan, Ling Zhou, and Pei Wang. “CFD analysis of pre-cooling water spray system in natural draft dry cooling towers ,” *Applied thermal engineering* 105 (2016): 1051-1060.
- [6] Guide, ANSYS Fluent Tutorial. “ANSYS fluent tutorial Guide 18,” ANSYS Fluent Tutorial Guide 18 15317, no. April (2018): 724-746.
- [7] Morsi, S. A. J., and A. J. Alexander. “An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems ,” *Journal of Fluid mechanics* 55, no. 2 (1972): 193-208.
- [8] Montazeri, Hamid, Bert Blocken, and J. L. M. Hensen. “Evaporative cooling by water spray