

بررسی عملکرد فن‌های کندانسور سامانه سرمایشی در سرعت‌های مختلف قطار شهری

رضا ناظری بوری آبادی، نیکو رضازاده، مهدی دیمی بیاض*

دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۲ مرداد ۱۳۹۶
بازنگری: ۲۸ مهر ۱۳۹۶
پذیرش: ۸ آبان ۱۳۹۶
ارائه آنلاین: ۱۰ آبان ۱۳۹۶

کلمات کلیدی:

جریان مخالف
سیستم تهویه
کندانسور
تغییرات سرعت و دما
ظرفیت حرارتی

چکیده: در مطالعه حاضر رفتار سیال به منظور ارزیابی اثرات جریان مخالف ناشی از حرکت قطار بر عملکرد فن‌های کندانسور سامانه سرمایشی مورد بررسی قرار می‌گیرد. در سرعت‌های مختلف قطار، پروفیل منحنی سرعت جریان خروجی از فن و هم‌چنین تغییرات دمایی در محدوده فن مورد بررسی قرار گرفتند. در تحلیل عددی، معادلات ناویر استوکس و انرژی برای جریان درهم و تراکم‌ناپذیر و مدل توربولانسی $k-\epsilon$ نیز برای مدل‌سازی جریان درهم استفاده شده‌اند. نتایج به صورت تغییرات دما در محدوده فن، سرعت جریان فن و طول مؤثر که به عنوان معیاری برای میزان هدایت جریان خروجی از فن در خلاف جهت حرکت قطار می‌باشد در سرعت‌های مختلف قطار شهری گزارش شده‌اند. در سرعت‌های بالای قطار، سرعت منفی در فن و افزایش طول مؤثر مؤثر مشاهده شده‌اند. در حداکثر سرعت قطار، طول مؤثر بدون بعد در ارتفاع ۱۰ و ۲۰ سانتی متری به مقدار ۰/۵۲۸ و ۰/۹۵۲ می‌رسد. در انتها نیز پارامتری که بیانگر نسبت نرخ حرارتی به نرخ حرارتی ماکزیمم پیشینه می‌باشد در ارتفاع ۱۰ سانتی متری تعریف می‌شود که مقدار آن در حداکثر سرعت قطار ۵/۸۸ درصد می‌باشد که دلیل کاهش این پارامتر غالب شدن جریان مخالف بر جریان فن بوده‌است.

۱- مقدمه

فن‌ها به طور گسترده‌ای در صنایع و کاربردهای تجاری استفاده می‌شوند. فن‌ها موجب تسریع در انتقال گرما و سرما در محیط می‌گردند از طرفی سرعت عمودی فن و میزان هوادهی آن نقش بسیار مؤثری در این انتقال می‌تواند داشته باشد، به طوری که افزایش سرعت عمودی فن موجب افزایش میزان انتقال حرارت می‌شود [۱]. حال با توجه به اهمیت میزان هوادهی فن باید عوامل مؤثر بر سرعت جریان خروجی از فن مورد بررسی قرار گیرند. یکی از این عوامل جریان مخالف می‌باشد. تأثیری که جریان مخالف بر روی فن می‌گذارد مثل یک مانع در مقابل جریان فن می‌باشد. استافورد و همکاران [۲]، یک فویل را در مقابل جریان فن قرار دادند به طوری که تنها جریانی که بر فویل تأثیر می‌گذاشت جریان خروجی از فن بود. فویل داغ را در فواصل متفاوت نسبت به فن قرار دادند نتایج نشان داد که با فاصله گرفتن از فن به دلیل تغییر سرعت عمودی آن در فواصل مختلف، تغییرات دمایی در فویل نیز متفاوت می‌باشد؛ بنابراین می‌توان گفت که هر عاملی که بر جریان خروجی از فن تأثیر بگذارد و سرعت عمودی آن را تحت تأثیر قرار دهد بر میزان انتقال حرارت توسط فن نیز تأثیر می‌گذارد. یکی از کاربردهای فن‌های محوری استفاده از آنها در سامانه تهویه قطار شهری می‌باشد می‌توان گفت

که زمانی که قطار وارد تونل می‌شود، کاهش سطح مقطع تونل بر الگوی جریان هوای تونل تأثیر می‌گذارد [۳]. از طرفی علاوه بر کاهش سطح مقطع تونل، جریان مخالف نیز عامل دیگری است که جریان خروجی از فن را تحت تأثیر قرار می‌دهد.

تاکنون تحقیقات زیادی بر روی جریان مخالف صورت گرفته‌است. به دلیل عملکرد مشابه فن‌ها و برج‌های خنک‌کن، تأثیر جریان مخالف بر برج‌های خنک‌کن بررسی می‌شود. برج‌های خنک‌کن یکی از بخش‌های مهم در کاربردهای صنعتی می‌باشند که به دلیل تأثیر قابل توجه وزش باد بر کارایی برج‌ها و جهت بهبود کارایی آن‌ها باید الگوی جریان در اطراف برج به درستی بررسی شود؛ چرا که جریان مخالف بر نرخ جریان ورودی به برج و بر جریان خروجی از آن تأثیر می‌گذارد و اختلاف دمایی را که بین هوای داخل و بیرون برج وجود دارد، تغییر می‌دهد [۴و۵]. هنگامی که سرعت جریان مخالف افزایش پیدا می‌کند، میدان جریان متقارن داخل برج تخریب و توزیع فشار نامطلوب داخل برج تشکیل می‌شود و گردابه‌هایی در نزدیکی دیوار داخلی برج و در دو جانب آن تشکیل می‌گردند. جریان مخالف سطح مؤثر در خروجی برج را کاهش می‌دهد و باعث افزایش دانسیته هوای داخل برج می‌شود. بنابراین عملکرد گرمایشی برج کاهش می‌یابد. وجود جریان مخالف مثل یک درپوش در بالای برج می‌باشد که علاوه بر هدایت جریان

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mahdi.deymi@gmail.com

[۱۹]، نوسانات سرعت و دما را در اختلاط سیالات سرد و داغ در یک انشعاب به شکل T با فرض سرعت کاملاً توسعه یافته برای لوله صاف و خمیده مورد بررسی قرار دادند. منحنی سرعت در لوله صاف به منحنی توسعه یافته نزدیکتر می‌باشد. این در حالی است که در لوله خمیده به دلیل تشکیل گردابه‌ها، منحنی سرعت متفاوت می‌باشد. در لوله خمیده به دلیل هدایت بیشتر جریان به سمت بالا در فاصله بعد از انشعاب لوله‌ها دما به دمای لوله فرعی نزدیکتر می‌باشد این در حالی است که در لوله صاف جریان خروجی از لوله فرعی نیز تحت تأثیر قرار گرفته و به دمای سیال عبوری از لوله اصلی نزدیکتر خواهد شد.

با توجه به کارهایی که در گذشته انجام گرفته است، تاکنون تأثیر جریان مخالف بر عملکرد فن‌ها مورد بررسی قرار نگرفته است. آن چنان که در کارهای گذشته بحث شد تغییر سرعت عمودی در برج‌های خنک‌کن و فن‌ها موجب کاهش میزان هوادهی در آن‌ها می‌گردد که این امر سطح مؤثر در خروجی و میزان انتقال حرارت را کاهش می‌دهد. یکی از این عوامل تأثیرگذار بر جریان فن، جریان مخالف می‌باشد که در کار حاضر تأثیر منفی جریان مخالف بر عملکرد فن قطار شهری مورد بررسی قرار می‌گیرد. فن مورد بررسی در بالای سامانه تهویه قطار شهری قرار می‌گیرد و مشخصات فنی آن مشابه فن مورد استفاده در قطار شهری در نظر گرفته می‌شود. با توجه به تغییر ممتد سرعت قطار، بررسی منحنی سرعت هوای خروجی از فن و تغییرات دمایی هوای بیرون آن در سرعت‌های مختلف قطار با رسم یک مقطع در جهت موازی با حرکت قطار در سامانه تهویه انجام می‌شود. در تحلیل عددی حاضر معادلات ناویر استوکس و انرژی برای جریان درهم و تراکم‌ناپذیر حل می‌گردند. مدل توربولانسی $k-\epsilon$ نیز برای مدل‌سازی جریان درهم استفاده می‌شود. منحنی دما و سرعت در فواصل متفاوت نسبت به فن در جهات عمودی و افقی برای سرعت‌های مختلف قطار شهری رسم می‌شوند. همچنین برای بررسی بهتر عملکرد فن، طول مؤثر و ظرفیت حرارتی به عنوان معیاری برای اثرات جریان مخالف و کارایی فن نیز ارائه می‌گردند. برای محاسبه پارامترهای مربوط به انتقال حرارت و جریان سیال و همچنین مدل‌سازی جریان فن از نرم افزار اجزا محدود کمسول^۱ استفاده می‌شود. یکی از دلایل انتخاب این نرم‌افزار وجود شرط مرزی فن در آن می‌باشد که این امر موجب بهبود شبیه‌سازی فن در حالت دو و سه بعدی می‌گردد.

۲- شرح مسأله

فن‌هایی که حداقل هوادهی را دارا می‌باشند، برای مکان‌های کوچک و تنها برای تازه کردن هوا مورد استفاده قرار می‌گیرند به طوری که دمای هوا در این سامانه‌ها بالا نمی‌باشد. این در حالی است که فن‌ها با میزان هوادهی بالا برای سامانه‌های تهویه استفاده می‌شوند که دمای هوا نیز بالا می‌باشد. فن مورد مطالعه در کار حاضر از نوع FC071-6DQ.6K.A7 می‌باشد

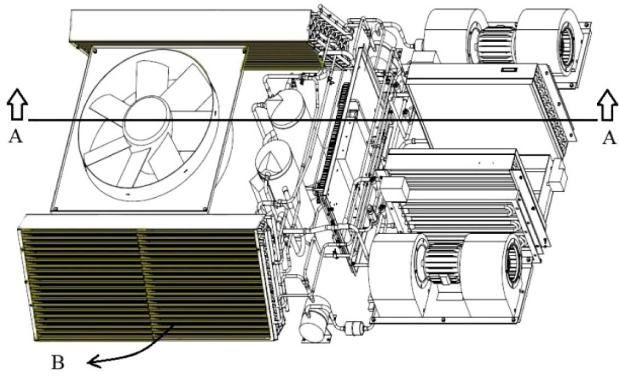
خروجی در جهت باد، باعث برگشت جریان به داخل برج نیز می‌شود. در اثر برگشت جریان، سطح مؤثر در خروجی برج کاهش پیدا می‌کند و به دنبال آن کارایی برج نیز کاهش می‌یابد با مقایسه شرایط بین حالتی که برج تحت تأثیر جریان مخالف قرار دارد با حالتی که وزش باد وجود ندارد کارایی برج تا ۴/۵ درصد کاهش می‌یابد [۱۱-۶].

جهت بهبود کارایی برج‌های خنک‌کن که تحت تأثیر جریان مخالف قرار دارند نیز تحقیقات زیادی انجام گرفته است. قرار دادن یک حصار با یک سمت باز در جهت باد در اطراف برج، دیوارهای باد شکن در داخل برج، استفاده از دیوار باد شکن با منفذ، افزایش تعداد دیوارهای باد شکن، در نظر گرفتن زوایای متفاوت برای سطح خروجی برج و تغییر سطح مقطع خروجی برج از دایره به بیضی کارایی برج را تحت تأثیر قرار می‌دهد و باعث بهبود عملکرد برج‌های خنک‌کن می‌شود [۱۶-۱۲].

جت‌های هوایی نمونه دیگری از سامانه‌ها می‌باشند که عملکردی مشابه با فن‌های هوایی دارند. با نادیده گرفتن ارتفاع جت از سطح زمین و در نظر گرفتن جریان خروجی از آن، می‌توان به شباهت عملکردی آن‌ها پی برد. به همین منظور تأثیر جریان مخالف بر عملکرد جت نیز برای محققین مورد توجه بوده است. هوانگ و سیه [۱۷]، تأثیر جریان مخالف را بر جت هوایی مورد بررسی قرار دادند. ساختار جریان‌های مورد بررسی شامل فشار باد به سمت پایین، تسلط باد مخالف و تسلط جت می‌باشند. هنگامی که فشار باد به سمت پایین باشد و یا جریان باد مخالف مسلط باشد دنباله لوله به سمت پایین هدایت می‌شود که این به دلیل تشکیل گردابه‌های چرخشی ساعتگرد در نزدیکی دنباله جت به علت تأثیر برشی جت و فشار به سمت پایین باد در نوک لوله می‌باشد. این در حالی است که در جریان جت غالب، جریان عرضی به وسیله جریان خروجی از جت به سمت بالا هدایت می‌شود و بر تأثیر فشار به سمت پایین غلبه می‌کند.

علاوه بر استفاده فن‌ها در محیط‌های باز، از فن‌ها در محیط‌های بسته مثل تونل‌ها و زیرگذرها نیز استفاده می‌شود. می‌توان لوله‌های T شکل را به عنوان فرایندی مشابه با فن‌های مورد استفاده در نظر گرفت؛ چرا که دو جریان عمودی در این لوله‌ها بر هم تأثیر می‌گذارند؛ این در حالی است که در فن نیز دو جریان عمودی هوا بر هم تأثیر می‌گذارند که شاخه فرعی آن جریان فن و شاخه اصلی آن جریان هوای بیرون در محیط بیرون می‌باشد. لوله‌های T شکل در کاربردهای صنعتی زیادی استفاده می‌شوند. از جمله آن می‌توان به نیروگاه‌های هسته‌ای و اختلاط دو سیال اشاره کرد. چن و همکاران [۱۸]، اختلاط گرمایی را در یک اتصال T شکل مورد بررسی قرار دادند و نرخ‌های جریانی متفاوتی را برای شاخه اصلی و فرعی انتخاب کردند و اندازه‌گیری دما را در راستای لوله اصلی انجام دادند. نتایج نشان می‌دهند که هر چه قدر که سرعت در شاخه اصلی افزایش یابد دمای متوسط سیال به دمای سیال در لوله اصلی نزدیکتر شده و سیال در راستای لوله اصلی، سیال خروجی از لوله فرعی را به پایین هدایت می‌کند لذا سیالی که از شاخه فرعی وارد جریان اصلی می‌گردد به دیواره نزدیکتر می‌شود. لو و همکاران

^۱COMSOL 5.1 Multiphysics



شکل ۱: نمایی از سامانه تهویه قطار شهری [۲۰]

Fig. 1. View of subway train air conditioning system

نوشته شده‌اند.

شکل ۱ نمایی از سامانه تهویه قطار شهری را نشان می‌دهد. در این شکل، فن، لوله‌های کندانسور، کمپرسور و اواپراتور نشان داده شده است. ناحیه B در شکل ۱، محل قرار گرفتن لوله‌های کندانسور را نشان می‌دهد که هوا نیز از این ناحیه وارد شده و به صورت عمود بر مجموعه لوله‌ها عبور می‌کند. بعد از عبور از مجموعه لوله‌ها، توسط فن به بیرون هدایت می‌شود و با جریان مخالف که توسط حرکت قطار ایجاد می‌گردد، برخورد می‌کند. برای انجام شبیه سازی برش A-A که در شکل ۱ نشان داده شده است، رسم می‌شود در این حالت قسمت مرکزی فن و تونل که در بالای آن قرار دارد، باقی می‌ماند؛ بنابراین، برای این قسمت، کانالی که بیانگر فاصله بین سقف قطار شهری و تونل می‌باشد در نظر گرفته می‌شود. در فاصله ۲ متری از ابتدای کانال، مرکز فن قرار می‌گیرد. فاصله در نظر گرفته شده از ابتدای سامانه تهویه می‌باشد مطابق شکل ۲ فاصله از ابتدای سامانه تهویه تا ابتدای فن ۱/۶۴۵ متر بوده که با توجه به قطر فن که ۰/۷۲ متر می‌باشد؛ بنابراین، این فاصله برابر ۲ متر می‌گردد؛ از طرف دیگر برای نمایش بهتر گردابه‌ها و ایجاد تقارن در رسم شکل همین فاصله نیز در سمت دیگر فن در نظر گرفته شده‌است. مبدا مختصات در ابتدای کانال در نظر گرفته می‌شود؛ بنابراین مختصات نقطه ابتدا و انتهای فن به ترتیب ۱/۶۴۵ متر و ۲/۳۵۵ متر می‌باشند. تمامی دیوارها عایق و بدون لغزش در نظر گرفته می‌شوند. جریان هوا در هم و تراکم ناپذیر در نظر گرفته می‌شود. نمایی از تونل و فن در شکل ۳ نشان داده شده است همچنین مشخصات هندسی کانال و شرایط دمایی نوشته شده در جدول ۳ در شبیه سازی در نظر گرفته می‌شوند. در قسمت پایین فن، کندانسور و لوله‌های آن قرار دارند به عبارت دیگر هوایی با دمای ۴۴ درجه سانتی گراد در پشت فن قرار می‌گیرد که با مکش توسط فن به بیرون هدایت می‌شود.

با بررسی تأثیر جریان مخالف بر عملکرد فن، منحنی سرعت هوای خروجی از فن به دست می‌آید و همچنین با توجه به دمای هوای خروجی از فن و دمای محیط بیرونی و میزان هدایت جریان فن توسط جریان مخالف

جدول ۱: مشخصات فیزیکی و فنی فن [۲۰]

Table 1. Physical and technical characteristics of the fan

مقدار و واحد	مشخصات فیزیکی و فنی فن
قطر	۰/۷۱ (m)
دبی حجمی	۱۷۰۰۰ (m ³ /h)
ولتاژ	۳۸۰ (V)
توان	۰/۸۹ (kW)
دور	۹۶۰ (rpm)

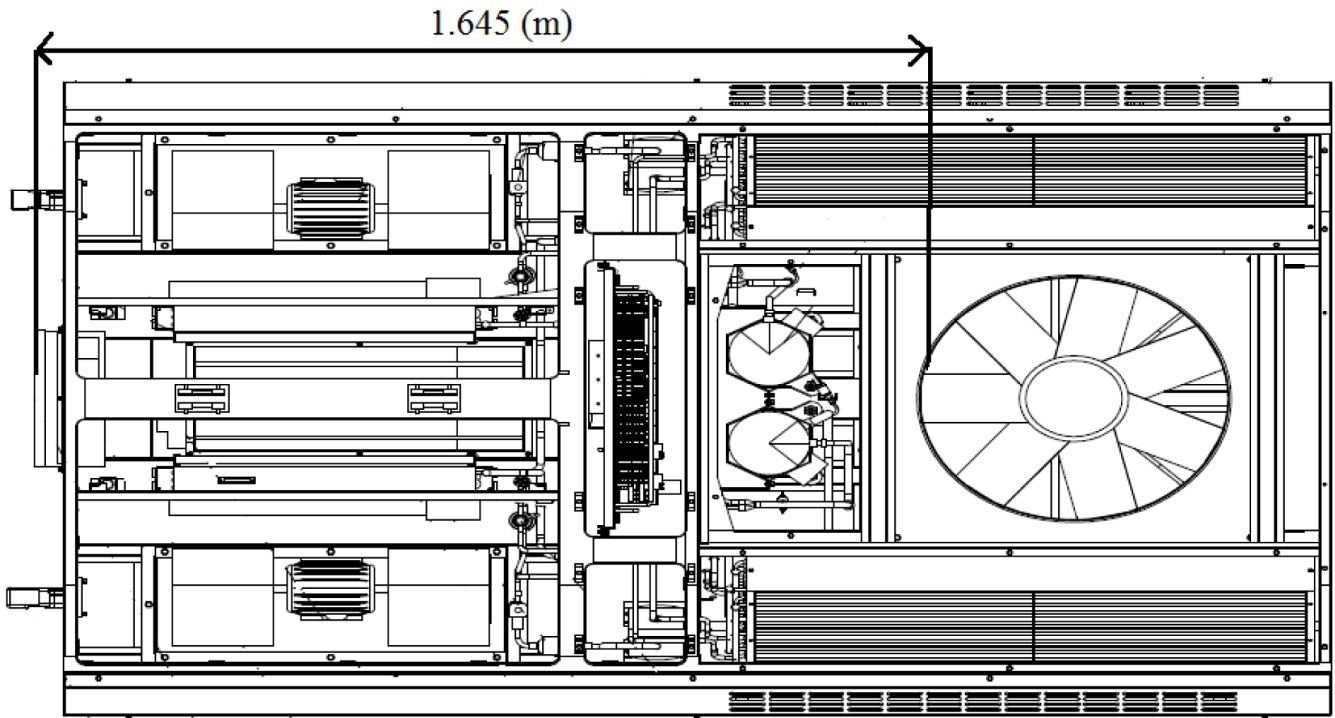
[۲۰]. جدول ۱ مشخصات این فن را نشان می‌دهد.

این فن در سامانه تهویه قطار شهری و در قسمت بالای قطار نصب می‌گردد. با توجه به نوع کمپرسور مورد استفاده (ZR72KCE-TFD Copeland Scroll) و ظرفیت خنک‌کنندگی آن و با استفاده از کاتالوگ‌های موجود [۲۰ و ۲۱]، دمای اواپراتور و کندانسور، توان کمپرسور و دبی جرمی مبرد در آن تعیین می‌گردند و با استفاده از این مقادیر به دست آمده، انتالپی برای خروجی اواپراتور و ورودی کندانسور به دست می‌آیند. برای محاسبه انتالپی ورودی کندانسور، توان ورودی کمپرسور بر دبی جرمی مبرد تقسیم می‌گردد و با انتالپی در خروجی اواپراتور جمع می‌گردد. در نهایت نیز دمای مبرد ورودی و خروجی کندانسور تعیین می‌گردند. تمامی محاسبات برای یک سیکل ایده‌آل محاسبه و در جدول ۲

جدول ۲: محاسبه مشخصات ترمودینامیکی سیکل

Table 2. Calculation of cycle thermodynamic characteristic

مقدار و واحد	خاصیت ترمودینامیکی
ظرفیت خنک‌کنندگی کمپرسور	۱۵/۵ (kW)
توان ورودی کمپرسور	۴/۲ (kW)
دبی جرمی مبرد در کمپرسور	۰/۱ (kg.s ⁻¹)
دمای اواپراتور	۵ (°C)
دمای خروجی کندانسور	۴۷ (°C)
دمای ورودی به کندانسور	۷۲ (°C)



شکل ۲: نمایی از فن و سامانه تهویه و فاصله طولی از ابتدای سامانه [۲۱]

Fig. 2. View of the fan and air conditioning system and distance from at the beginning system

معادلات ناویر استوکس و انرژی برای تعیین پارامترهای حرارتی و جریان سیال مورد استفاده قرار می‌گیرند. در تحلیل عددی حاضر جریان تراکم ناپذیر و پایدار می‌باشد. تغییرات دانسیته برای هوا ناچیز بوده به همین دلیل می‌توان جریان را تراکم ناپذیر در نظر گرفت.

پارامترهای طول مؤثر و ظرفیت حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرند.

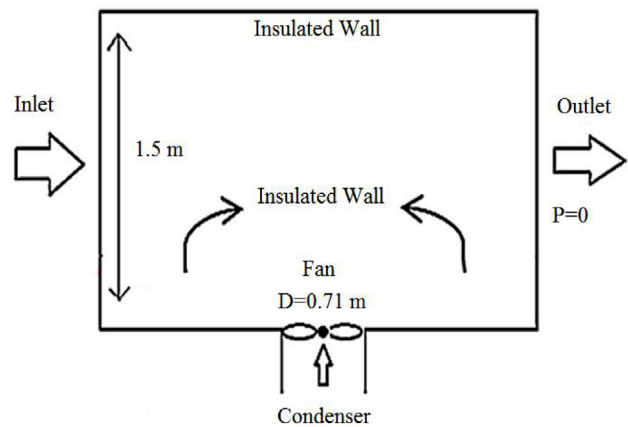
۳- معادلات حاکم و روش حل

با توجه به این که دو جریان با سرعت و دمای مختلف به یکدیگر برخورد می‌کنند و تغییرات دمایی و سرعت در محدوده فن و تونل رخ می‌دهد.

جدول ۳: مشخصات هندسی کانال و شرایط دمایی در ورودی کانال و خروجی فن

Table 3. Geometric characteristic of the channel and temperature conditions at inlet channel and outlet of the fan

مقدار و واحد	مشخصات هندسی کانال و شرایط دمایی
۴ (m)	طول کانال
۱/۵ (m)	ارتفاع کانال
۳۵ (°C)	دمای هوای کانال
۴۴ (°C)	دمای هوای خروجی از فن



شکل ۳: نمایی از فن و تونل

Fig. 3. View of the fan and tunnel

$$C_{1\varepsilon} = 1.44,$$

$$C_{2\varepsilon} = 1.92,$$

$$C_\mu = 0.09,$$

$$\sigma_k = 1,$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.3$$

۴- استقلال از شبکه

هدف از استقلال از شبکه یافتن شبکه مناسب برای تحلیل عددی می‌باشد. با توجه به هندسه کانال مورد بررسی که شامل تونل و فن می‌باشد شبکه مربعی به دلیل خطای کمتر و دقت بالاتر نسبت به شبکه مثلثی و هم چنین به دلیل هندسه مستطیلی کانال انتخاب می‌شود. در کار حاضر تغییرات دما و سرعت مورد بررسی قرار گرفته‌اند؛ لذا این تغییرات نیز باید در استقلال از شبکه منظور شوند. در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری نسبت به فن خطی رسم شده و تغییرات دما و سرعت عمودی در راستای این خط مورد بررسی قرار می‌گیرند. افزایش تعداد شبکه‌های مربعی تا زمانی که نتایج حاصل شده نسبت به نتایج به دست آمده در شبکه‌های بزرگتر خطای کمتری را نشان دهند، ادامه پیدا می‌کند. با توجه به حل همزمان معادلات ناویر استوکس و انرژی تعداد شبکه‌ها تا آنجایی ادامه پیدا می‌کند که تغییرات در هر دو پارامتر سرعت و دما بسیار کم باشد. با مقایسه نتایج، تعداد شبکه ۳۵۲ در جهت افقی و ۲۴۰ در جهت عمودی انتخاب می‌گردند. شکل ۴ و ۵ افزایش تعداد شبکه‌های مربعی و تأثیری که بر تغییرات دمایی و سرعت عمودی در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری می‌گذارد، نشان می‌دهند.

با توجه به اهمیت بین مرز فن و محیط کانال، نقاط نزدیک به مرز فن و هم‌چنین دیوارها باید شبکه ریزتری نسبت به سایر نقاط کانال داشته

- معادله پیوستگی:

$$\rho \nabla \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

- معادله مومنتم:

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-p\mathbf{I} + \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)] \quad (2)$$

- معادله انرژی:

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = -\nabla q \quad (3)$$

$$q = -k \nabla T \quad (4)$$

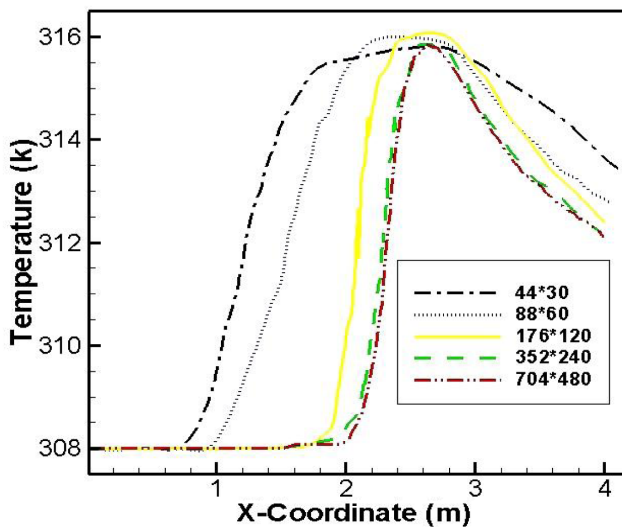
زرگر و همکاران [۲۲]، برای از بین بردن و غیر فعال کردن میکروپهای بیماری‌زا سامانه تهویه‌ای را با استفاده از یک فن برای یک اتاق مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها برای بهینه کردن توزیع جریان هوا داخل اتاق از یک فن استفاده کردند و هم‌چنین با توجه به اغتشاشی بودن جریان از مدل توربولانسی برای پیش‌بینی جریان استفاده کردند. مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ برای جریان چرخشی مناسب نیست؛ به همین دلیل مدل توربولانسی تحقیق‌پذیر^۱ را برای مدل‌سازی خود انتخاب کردند. در کار حاضر با توجه به ماهیت چرخشی بودن فن نیز از این مدل توربولانسی استفاده شده است. این مدل توربولانسی برای جریان چرخشی و گرادیان فشار معکوس بسیار مناسب می‌باشد؛ به همین دلیل مورد استفاده قرار گرفته است. پارامتر k و ε در مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ ، به ترتیب بیانگر انرژی جنبشی توربولانسی و نرخ تلفات انرژی جنبشی توربولانسی می‌باشند. با توجه به اغتشاشی بودن جریان علاوه بر لزجت دینامیکی، لزجت توربولانسی نیز باید تعریف شود [۲۲].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (6)$$

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (7)$$

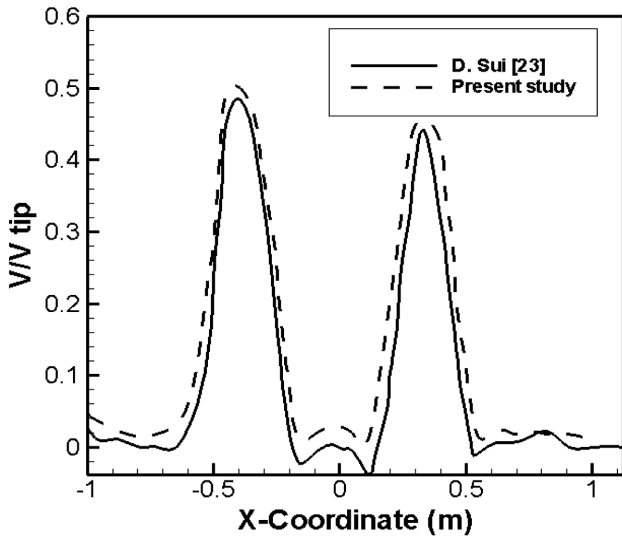
در معادلات فوق G_k و G_b تولید انرژی جنبشی ناشی از گرادیان سرعت و نیروی بایونسی، σ_k و σ_ε اعداد پرنتل توربولانسی، S_k و S_ε نیز منابع تعریف شده توربولانسی می‌باشند. ثابت‌های توربولانسی نیز به صورت زیر اعمال می‌شوند:



شکل ۴: استقلال از شبکه و مقایسه نتایج تغییر دما در اثر افزایش تعداد شبکه‌ها در تونل

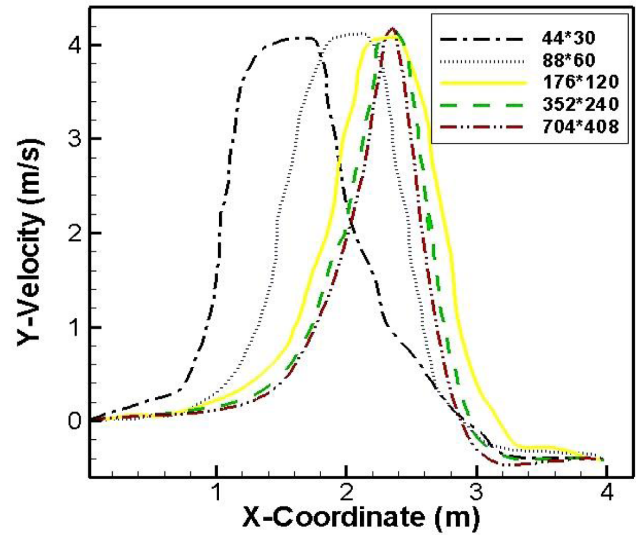
Fig. 4. Independence of the network and comparison of the results of temperature change due to the increasing number of grids

^۱ $k-\varepsilon$ Realizable turbulence model



شکل ۷: مقایسه کار تجربی [۲۳] و مدل شبیه‌سازی شده

Fig. 7. Validation of experimental work and simulation model



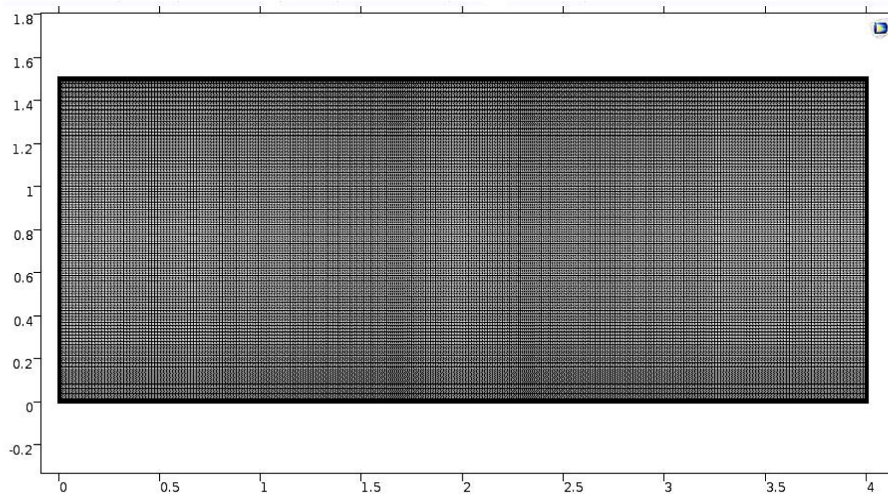
شکل ۵: استقلال از شبکه و مقایسه نتایج تغییر سرعت عمودی در اثر افزایش تعداد شبکه‌ها در تونل

Fig. 5. Independence of the network and comparison of the results of vertical velocity change due to the increasing number of networks

۵- اعتبارسنجی

جریان مخالف مثل یک مانع در مقابل جریان خروجی از فن عمل می‌کند. سو و همکاران [۲۳] تأثیر حضور یک مانع را در مقابل جریان خروجی از فن به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها از فنی با قطر ۶۷ میلی‌متر و سرعت چرخشی ۹ متر بر ثانیه استفاده کردند. مانع را در فاصله ۲ برابری نسبت به قطر فن قرار داده و منحنی جریان خروجی از فن را در فواصل طولی متفاوت نسبت به مرکز فن رسم کردند. با توجه به ماهیت مشابه بین جریان مخالف و مانع در مقابل فن، منحنی جریان خروجی از فن

باشند. ضریب ۱/۲ به عنوان ضریب بزرگ‌نمایی متقارن در جهت عمودی و افقی انتخاب می‌شود. به عبارت دیگر شبکه به صورت متقارن از دیوارها به مرکز تونل و از ناحیه فن به خروجی و ورودی جریان بزرگ می‌شود. شکل ۶ نمایی از شبکه مربعی را نشان می‌دهد. در قسمت مرکزی تونل، شبکه مربعی درشت‌تری نسبت به نواحی کنار دیوار مشاهده می‌گردد که دلیل آن عدم نیاز به دقت بالا در این نواحی می‌باشد، می‌توان گفت که با توجه به تأثیر جریان مخالف بر عملکرد فن باید محدوده فن و مرزهای آن با دقت بیشتری مورد بررسی قرار گیرند.



شکل ۶: شبکه مربعی مورد استفاده و تغییر اندازه آن‌ها در راستای افقی و عمودی

Fig. 6. Square grids and change size on vertical and horizontal direction

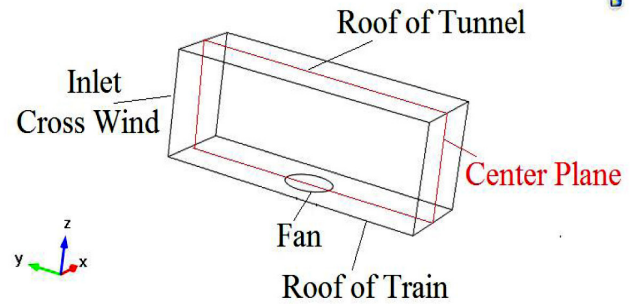
آن قرار می‌گیرد، تعریف شود. با توجه به قطر فن و دبی حجمی عبوری از فن شرط مرزی فن تعریف می‌شود. سطحی در راستای کانال رسم می‌گردد و در روی آن سطح تغییرات سرعت عمودی در محدوده فن بررسی می‌شود. شکل ۹ نتایج مدل‌سازی سه و دو بعدی را نشان می‌دهد. مقایسه نتایج بین مدل دو و سه بعدی صحت مدل‌سازی دو بعدی را نشان می‌دهد.

۶- نتایج

در مقاله حاضر تأثیر حرکت قطار شهری و ایجاد جریان مخالف بر عملکرد فن بررسی می‌شوند. سرعت قطار شهری از صفر تا ۱۹ متر بر ثانیه تغییر می‌کند. منحنی سرعت و دما، خطوط جریان و کانتورهای دما برای تغییرات سرعت جریان مخالف در محدوده سرعت قطار شهری مورد بررسی قرار می‌گیرند. خطوط جریان برای سرعت‌های صفر و ۱ و ۷ و ۱۳ و ۱۹ متر بر ثانیه در شکل ۱۰ نشان داده شده‌اند. با مقایسه خطوط جریان برای سرعت‌های متفاوت می‌توان به این نتیجه رسید که در اثر حرکت قطار و افزایش سرعت جریان مخالف به دلیل غالب شدن جریان مخالف بر جریان فن، جریان فن نیز هم جهت با جریان مخالف حرکت می‌کند. برای سرعت صفر تقارن در خطوط جریان مشاهده می‌شود به این صورت که به صورت مساوی جریان به دو طرف پخش می‌شود. زمانی که سرعت پایین می‌باشد جریان عمودی بیشتری مشاهده می‌گردد و گردابه بزرگتری نیز تشکیل می‌شود. این در حالی است که با افزایش سرعت قطار، گردابه‌های بزرگتر به گردابه‌های کوچکتر تبدیل می‌شوند و جریان فن به سمت دیواره پایینی هدایت می‌شود. علاوه بر هدایت جریان فن به سمت دیواره پایینی، نرخ جریان حجمی خروجی از فن نیز کاهش پیدا می‌کند. در سرعت‌های پایین، غیریکنواختی بیشتری مشاهده می‌گردد که این در اثر اختلاط دو جریان عمودی می‌باشد ولی در سرعت‌های بالاتر به دلیل غالب شدن جریان مخالف، جریان خروجی از فن در جهت باد حرکت کرده و غیریکنواختی جریان نیز از بین می‌رود و گردابه‌های ایجاد شده نیز کوچکتر می‌گردند.

تغییرات سرعت در شکل ۱۱ در جهت افقی در کف کانال برای سرعت‌های صفر و ۱ و ۷ و ۱۳ و ۱۹ متر بر ثانیه در حرکت قطار مورد بررسی قرار می‌گیرند. در سرعت ۱ متر بر ثانیه در شکل ۱۱ به دلیل غالب بودن جریان فن، سرعت منفی مشاهده نمی‌گردد ولی با افزایش سرعت قطار به دلیل غالب شدن جریان مخالف بر جریان فن سرعت منفی مشاهده می‌گردد. این سرعت منفی به دلیل هدایت جریان فن توسط جریان مخالف می‌باشد که آن را به سمت پایینی هدایت می‌کند. از طرف دیگر جریان خروجی از فن در حالت کلی نیز کاهش پیدا می‌کند که این خود گویای کاهش کارایی فن در فرایند خروج هوای گرم کندانسور می‌باشد. همچنین افزایش سرعت قطار باعث کاهش سرعت متوسط خروجی از فن می‌گردد.

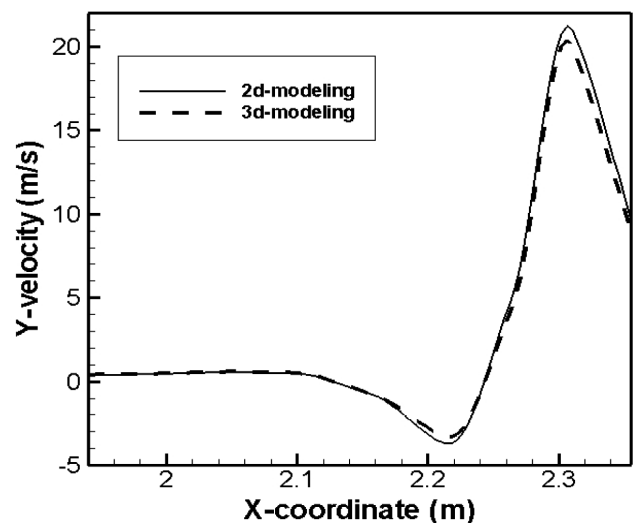
با توجه به دمای هوای خروجی از فن و برخورد آن با هوای محیط بیرون که ۳۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد تغییرات دمایی در محدوده بالایی فن و تونل بررسی می‌شوند. با مقایسه کانتورهای دما در شکل ۱۲ می‌توان



شکل ۸: نمایی سه بعدی از فن و تونل

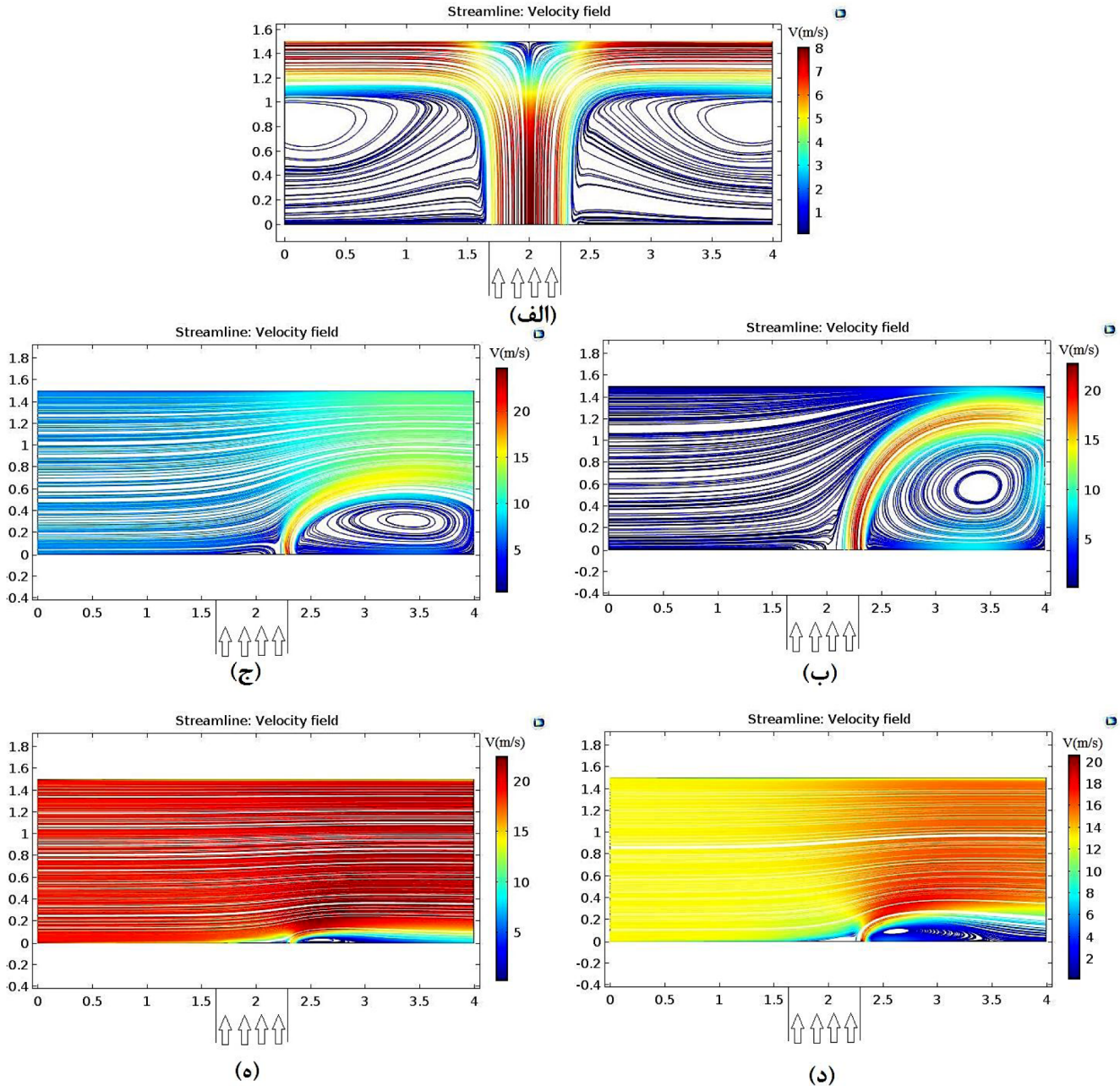
Fig. 8. 3d view of fan and tunnel

با استفاده از شبیه‌سازی رسم شده و با نتایج تجربی مقایسه می‌گردد. شکل ۷ منحنی سرعت به دست آمده در فرآیند شبیه‌سازی و کار تجربی را برای فاصله طولی ۰/۲۵ برابر قطر فن مقایسه می‌کند. مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده خطای کمی را نشان می‌دهند از طرف دیگر وجود خطاهایی در انجام آزمایش‌های تجربی می‌تواند تفاوت‌هایی را با نتایج شبیه‌سازی شده فراهم کند که این امر موجب بروز اختلاف کمی بین این دو نتیجه شده است. با توجه به ماهیت سه بعدی فن و انجام شبیه‌سازی دو بعدی در کار حاضر، فن به صورت سه بعدی مدل می‌گردد و نتایج مدل دو و سه بعدی با هم مقایسه می‌گردند. شکل ۸ نمایی از مدل سه بعدی فن و تونل را نشان می‌دهد. با توجه به وجود شرط مرزی فن در نرم‌افزار کمسول، تنها کافی است که سطحی دایروی را به عنوان سطحی که هوای فن از آن جریان دارد تعریف نمود؛ بنابراین با توجه به این شرط، مدل‌سازی سه بعدی فن و تونل انجام می‌گیرد. در مدل‌سازی دو بعدی فن نیز تنها باید مرزی که فن روی



شکل ۹: مقایسه مدل‌سازی دو و سه بعدی فن

Fig. 9. Comparison of 2d and 3d simulation



شکل ۱۰: مقایسه خطوط جریان برای سرعت‌های متفاوت (الف) صفر و (ب) ۱ و (ج) ۷ و (د) ۱۳ و (ه) ۱۹ متر بر ثانیه

Fig. 10. Comparison of streamline velocity at different velocities, (a) 0, (b) 1, (c) 7, (d) 13 and (e) 19 m/s

دلیل است که دمای هوای مجاور دیواره پایینی افزایش پیدا می‌کند. به بیان دیگر برخورد جریان خروجی از فن به دیواره پایینی افزایش پیدا می‌کند که این باعث افزایش دمای مجاور دیوار می‌گردد.

نتایج به‌دست آمده از کانتورهای دما نشان می‌دهند که تغییرات ناگهانی دما در جهت محور افقی وابسته به سرعت جریان مخالف می‌باشد. بنابراین بررسی موقعیت این تغییرات و جابه‌جایی آن‌ها در جهت افقی مورد توجه می‌باشند. شکل ۱۳ نمایی از طول مؤثر را نشان می‌دهد. طول مؤثر فاصله‌ای

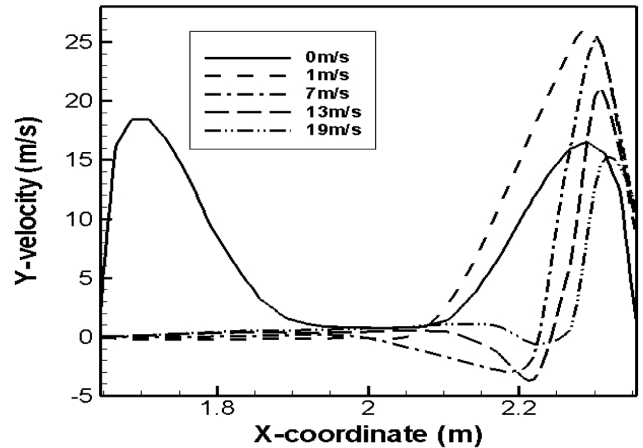
به این نتیجه رسید که در سرعت صفر، مشابه خطوط جریان، کانتورهای دما نیز دارای تقارن می‌باشند و در سرعت‌های پایین قطار، دمای بالاتری را در نزدیک دیواره بالایی که دیواره تونل می‌باشد، می‌توان مشاهده کرد چرا که جریان خروجی از فن در این سرعت پایین غالب می‌باشد و در اثر برخورد جریان خروجی از فن با جریان هوای تونل، دمای هوای بیرون افزایش پیدا می‌کند. این در حالی است که با افزایش سرعت قطار، جریان مخالف غالب گشته و جریان خروجی از فن را به سمت پایین هدایت می‌کند. به همین

این طول‌های مؤثر نوشته شده‌اند.

تغییرات دما نیز در جهت‌های افقی برای ارتفاعات ۱۰ و ۱۵ و ۲۰ سانتی‌متری از کف کانال مورد توجه می‌باشند که در شکل ۱۴ نشان داده شده‌اند. در ارتفاعات بالاتر تغییرات دمایی کمتر می‌باشد. در سرعت‌های بالا تغییرات ناگهانی دما در فاصله بیشتری نسبت به ابتدای فن ایجاد می‌شوند. افزایش این فاصله به معنای کاهش کارایی فن می‌باشد چرا که نرخ حرارتی خروجی از فن کاهش می‌یابد.

مطابق شکل ۱۵ دو برش عرضی در کانال در دو فاصله بر حسب قطر فن ایجاد می‌شوند. در فاصله ۰/۵ و ۱ برابر قطر فن از مرکز فن، تغییرات سرعت افقی جریان خروجی از فن برای سرعت‌های متفاوت قطار در شکل ۱۶ نشان داده می‌شود.

در شکل ۱۶ تغییرات مؤلفه افقی سرعت جریان خروجی از فن برای سرعت‌های متفاوت قطار نشان داده شده‌اند. در شکل ۱۶ می‌توان به این نتیجه رسید که در فاصله ۰/۵D، در سرعت ۱ متر بر ثانیه قطار به دلیل غالب بودن جریان فن یکنواختی جریان از بین می‌رود. این در حالی است که با افزایش سرعت جریان مخالف، منحنی سرعت به منحنی سرعت جریان کاملاً توسعه یافته نزدیک می‌گردد؛ چرا که جریان مخالف غالب شده و غیر یکنواختی جریان از بین می‌رود. در فاصله ۰/۵D، در بخشی از کانال سرعت منفی مشاهده می‌گردد که دلیل اصلی آن ایجاد گردابه‌ها در پشت جریان خروجی از فن می‌باشد. از آن‌جا که در سرعت پایین، جریان فن غالب می‌باشد گردابه‌های تشکیل شده بزرگ‌تر و تا ارتفاع بالاتری، این سرعت منفی دیده می‌شود. این در حالی است که با افزایش سرعت و از بین رفتن گردابه‌ها یا کوچک‌تر شدن گردابه‌ها، سرعت منفی تا ارتفاع پایین‌تری دیده می‌شود. با مقایسه نتایج به‌دست آمده در دو فاصله می‌توان گفت که اگر سرعت قطار پایین باشد بخش بزرگ‌تری از کانال دارای سرعت منفی می‌باشد و تغییرات ناگهانی سرعت در بالای کانال دیده می‌شود هرچه جریان مخالف قوی‌تر



شکل ۱۱: تغییرات سرعت عمودی در ارتفاع صفر در سرعت‌های متفاوت

Fig. 11. Variations of vertical velocity at zero height for different velocities

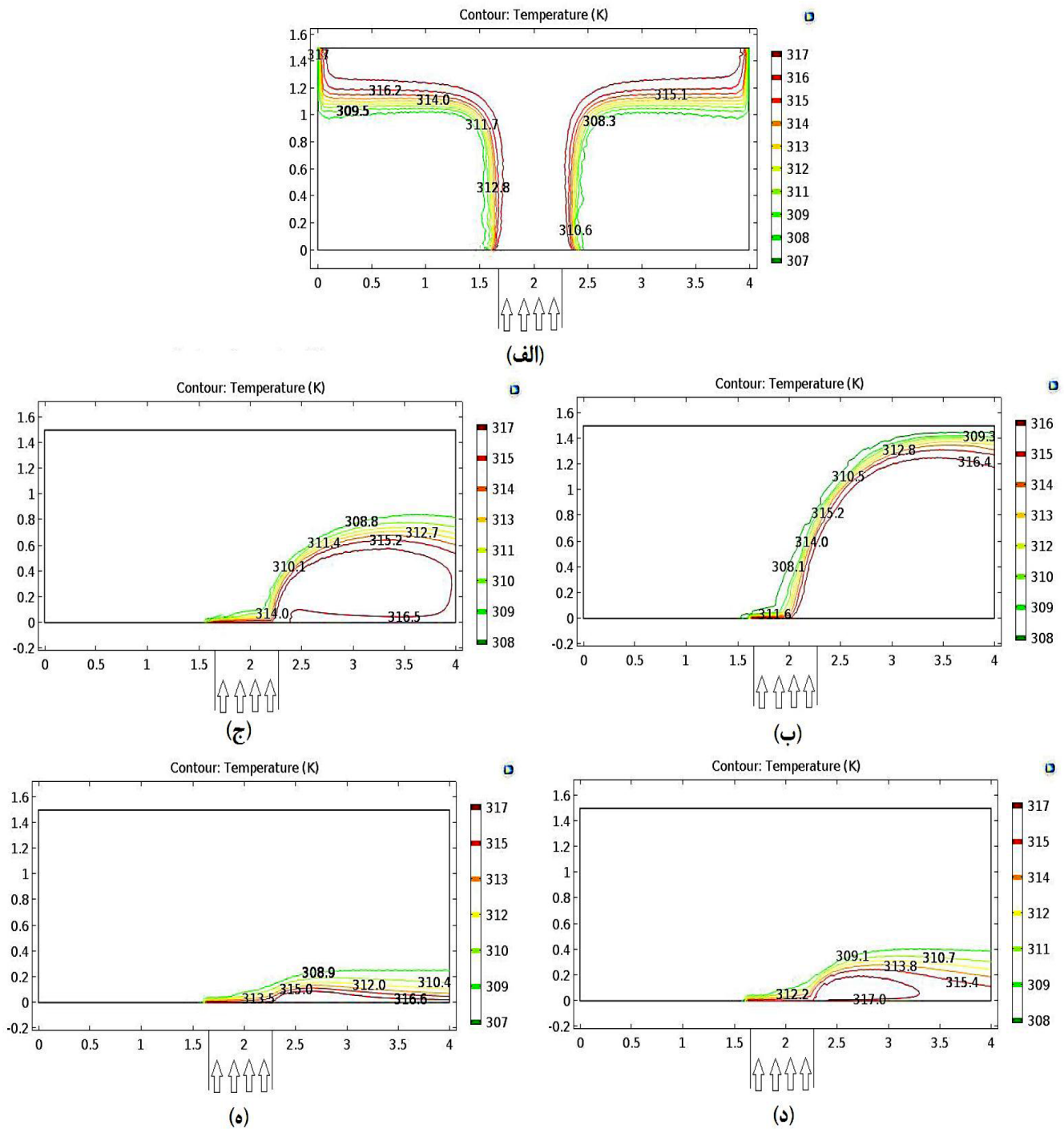
است که از ابتدای فن به صورت بدون بعد بوده و بیانگر تغییرات ناگهانی دما می‌باشد. دلیل ایجاد این فاصله تأثیر جریان مخالف بر جریان خروجی از فن می‌باشد.

به دلیل تأثیر جریان مخالف بر فن و هدایت جریان خروجی از آن، افزایش دمای هوای بالای فن از ابتدای فن آغاز نمی‌شود و تا یک فاصله مشخصی از ابتدای فن دمای هوا برابر با دمای هوای تونل (۳۵ درجه) می‌باشد. این فاصله‌ها طول مؤثر نامیده می‌شوند. با افزایش سرعت، نقطه‌ای که در آن افزایش ناگهانی دما رخ می‌دهد نیز تغییر می‌کند و فاصله آن نقطه از ابتدای فن بیشتر می‌گردد. در ارتفاعات بالاتر این فاصله بیشتر می‌گردد چرا که جریان فن بیشتر تحت تأثیر جریان مخالف قرار می‌گیرد. این به این معنی است که جریان در ارتفاعات بالاتر، جریان در لایه‌های پایین‌تر را به سمت پایین هدایت کرده و خود به سمت بالا حرکت می‌کند. در جدول ۴

جدول ۴: طول مؤثر از ابتدای فن برای سرعت‌ها و ارتفاعات متفاوت

Table 4. Effective length at beginning of the fan for different velocities and heights

طول مؤثر بدون بعد L_e/D			سرعت قطار (m/s)
ارتفاع ۲۰ سانتی‌متر از کف	ارتفاع ۱۵ سانتی‌متر از کف	ارتفاع ۱۰ سانتی‌متر از کف	
۰/۳۷۳	۰/۳۷۳	۰/۳۳	۱
۰/۶۶۹	۰/۵۵۶	۰/۳۸۷	۷
۰/۷۸۲	۰/۶۶۹	۰/۴۷۲	۱۳
۰/۹۵۱	۰/۷۸۲	۰/۵۲۸	۱۹



شکل ۱۲: کانتورهای دما برای سرعت‌های متفاوت (الف) صفر و (ب) ۱ و (ج) ۷ و (د) ۱۳ و (ه) ۱۹ متر بر ثانیه
 Fig. 12. Temperature contours at different velocities, (a) 0, (b) 1, (c) 7, (d) 13 and (e) 19 m/s

میزان انتقال حرارت در اثر برخورد دو سیال سرد و گرم باید به گونه‌ای باشد که دمای هوای خروجی از فن به دمای محیط برسد. این در حالی است که تحت تأثیر جریان مخالف، سرعت و تغییرات دمایی متفاوت با شرایط پیشینه می‌باشند. این بررسی در فاصله ۱۰ سانتی متری نسبت به فن انجام می‌گیرد. دلیل انتخاب این فاصله، قابل توجه بودن تغییرات دمایی در سرعت‌های

گردد تغییرات ناگهانی سرعت نیز در ارتفاع پایین تری رخ می‌دهد. با توجه به اهمیت کارایی فن تحت تأثیر جریان مخالف، پارامتر دیگری تعریف می‌گردد. این پارامتر نسبت نرخ حرارتی به نرخ حرارتی پیشینه را نشان می‌دهد. نرخ حرارتی پیشینه برای سرعت پیشینه و برای حالتی که هوای خروجی از فن به دمای محیط برسد تعریف می‌شود. به این معنا که

جریان خروجی از فن بزرگتر از گردابه‌ها در سرعت‌های بالای قطار شهری می‌باشند.

• در سرعت‌های بالای قطار شهری به دلیل غالب بودن جریان مخالف، در خروجی فن، جریان منفی مشاهده می‌گردد.

• تغییرات ناگهانی دما در جهت افقی برای سرعت‌های بالاتر در فاصله دورتری نسبت به فن مشاهده می‌گردند. که این به معنای افزایش طول مؤثر می‌باشد. به طوری که مقادیر طول مؤثر بدون بعد در ارتفاع‌های ۱۰ و ۱۵ و ۲۰ سانتی‌متری از سقف قطار در حداکثر سرعت قطار، ۰/۷۸۲ و ۰/۹۵۱ و ۰/۹۵۱ می‌باشند.

• پارامتری تعریف می‌شود که بیانگر نسبت نرخ حرارتی به نرخ حرارتی بیشینه است. با افزایش سرعت جریان مخالف و کاهش نرخ حرارتی خروجی از فن، این پارامتر کاهش پیدا می‌کند به طوری که به مقدار ۵/۸۸ درصد برای حداکثر سرعت قطار می‌رسد که این نشان دهنده تأثیر جریان مخالف بر جریان خروجی از فن و تغییرات دمایی در محدوده فن می‌باشد.

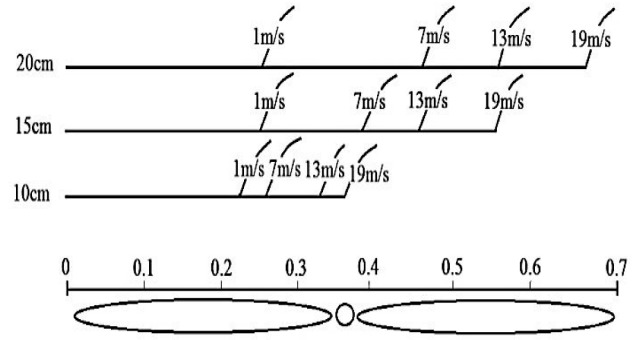
فهرست علائم

علائم انگلیسی

C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
($\text{kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)

جدول ۵: محاسبه ظرفیت حرارتی برای سرعت‌های متفاوت قطار
Table 5. Calculation of heat capacity for different velocities

E_{th} (%)	$\int V(T-308)dx$	V (m/s)
۱۰۰	۴۲/۵	صفر
۸۲	۳۴/۵	۱
۶۱/۴۵	۲۶/۱۱۹	۴
۴۳/۳۲۸	۱۸/۴۴	۷
۳۲/۲۷۷	۱۳/۷۱۸	۱۰
۲۰/۸۵۶	۸/۸۶۴	۱۳
۱۱/۲۹۴	۴/۸	۱۶
۵/۸۸	۲/۴۹۹	۱۹



شکل ۱۳: نمایی از موقعیت طول مؤثر

Fig. 13. View of effective length

متفاوت در این ارتفاع است. با توجه به تعریف گفته شده این نسبت به صورت معادله (۸) به دست می‌آید. در این معادله سرعت (V) بیانگر سرعت عمودی در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری می‌باشد. در جدول ۵ نیز مقادیر مختلف این پارامتر برای سرعت‌های متفاوت قطار نشان داده شده‌اند. جدول ۵ نشان می‌دهد که افزایش سرعت قطار یا افزایش سرعت جریان مخالف، موجب غالب شدن جریان مخالف بر جریان فن می‌گردد بنابراین جریان خروجی از فن کاهش پیدا می‌کند. علاوه بر این کاهش، دمای هوای خروجی از فن نیز افزایش پیدا می‌کند که این امر موجب می‌شود که از شرایط تعریف شده در حالت بیشینه فاصله بگیرد. کاهش میزان جریان خروجی و افزایش دمای هوای خروجی از فن، موجب کاهش این پارامتر می‌گردد. این پارامتر نشان دهنده کارایی و بازده فن می‌باشد لذا کارایی فن نیز کاهش پیدا می‌کند. در بهترین شرایط کارایی فن، سرعت خروجی بیشینه می‌باشد و هم‌چنین دمای هوای خروجی از فن در اثر برخورد با هوای بیرون بیشترین تغییر را دارد و به عبارت دیگر با محیط هم دما می‌گردد؛ اما زمانی که سرعت قطار افزایش پیدا می‌کند کارایی فن از این حالت فاصله می‌گیرد و کاهش می‌یابد. در شکل ۱۷ نیز می‌توان کاهش کارایی فن را مشاهده نمود.

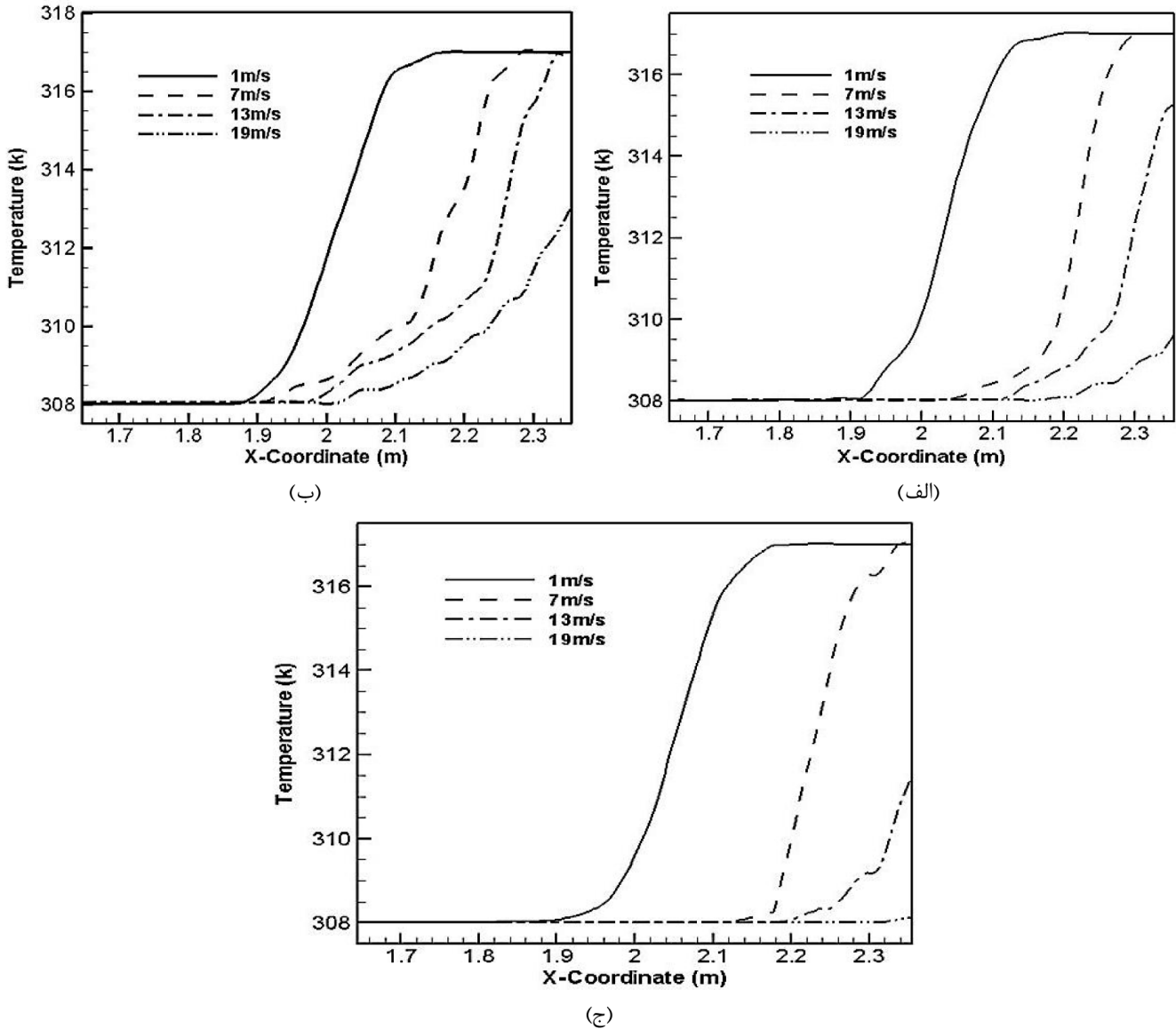
$$E_{th} = \frac{\int \rho V C_p (T - 308) dA}{\rho V_{max} C_p A (T - 308)} = \frac{\int V (T - 308) dx}{V_{max} D (T - 308)} \quad (8)$$

$$= \frac{\int V (T - 308) dx}{42.5}$$

۷- نتیجه‌گیری

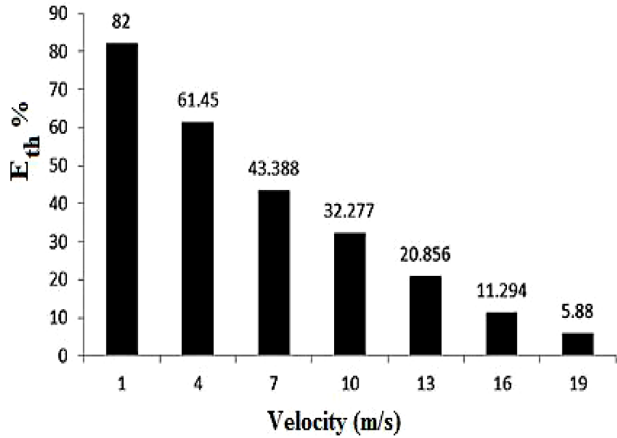
در کار حاضر تأثیر جریان مخالف بر عملکرد فن سامانه تهویه قطار شهری مورد بررسی قرار گرفت. تغییرات دمایی و سرعت جریان خروجی از فن در جهت عمودی و افقی در سرعت‌های متفاوت قطار شهری، طول مؤثر و ظرفیت حرارتی به عنوان نتایج به دست آمده گزارش شده‌اند. نتایج عبارت‌اند از:

• در سرعت‌های پایین قطار شهری، گردابه‌های ایجاد شده در پشت



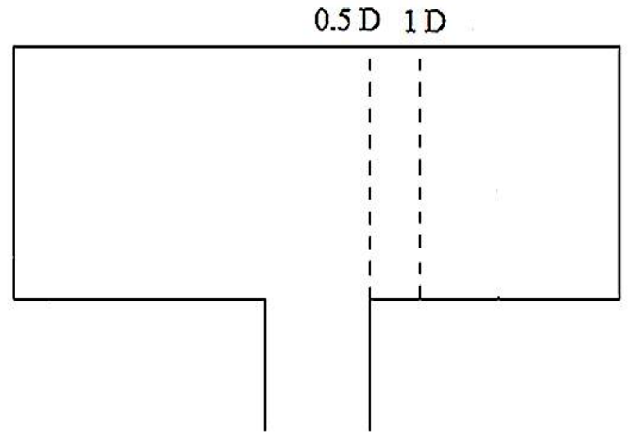
شکل ۱۴: تغییرات دما در جهت افقی برای سرعت‌های ۱ و ۷ و ۱۳ و ۱۹ متر بر ثانیه در (الف) ۱۰ و (ب) ۱۵ و (ج) ۲۰ سانتی‌متری از کف
 Fig. 14. Variation temperature at vertical direction for different velocity, 1,7,13 and 19 (m/s), at heights of (a) 10, (b) 15 and (c) 20 cm from train roof

عدد رینولدز	Re	ثابت‌های مدل توربولانسی	$C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{\mu}$
منابع تعریف شده توربولانسی	S_k, S_ϵ	قطر فن (m)	D
دما (K)	T	ظرفیت حرارتی	E_{th}
سرعت ($m \cdot s^{-1}$)	u	تولید انرژی جنبشی ناشی از گرادیان سرعت و نیروهای بایونسی	G_k, G_b
علائم یونانی	ϵ	طول مؤثر (m)	L_e
تلفات انرژی جنبشی توربولانسی ($m^2 \cdot s^{-3}$)	ϵ	فشار (Pa)	P



شکل ۱۷: نمودار ستونی مقایسه ظرفیت‌های حرارتی برای سرعت‌های مختلف جریان مخالف

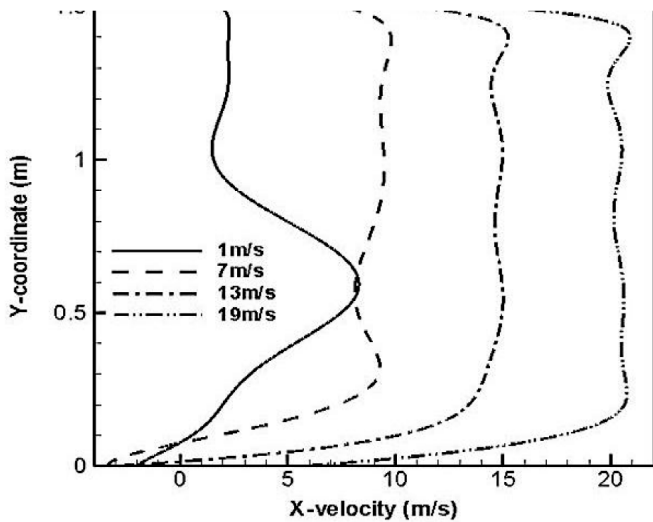
Fig. 17. Comparison of heat capacity for different velocities of free flow



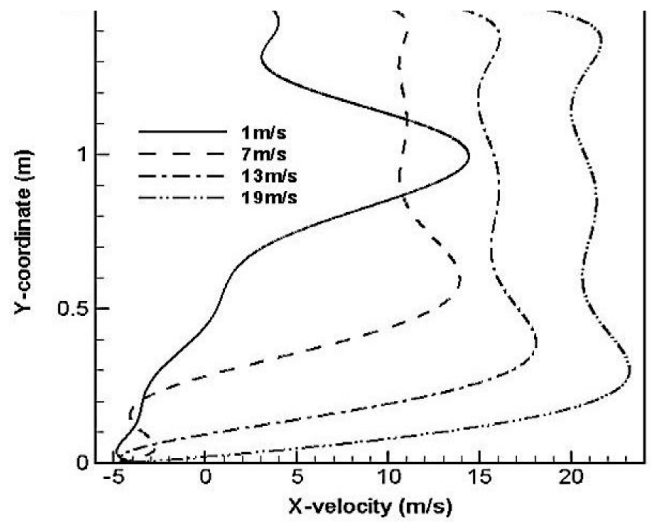
شکل ۱۵: نمایی از برش‌های عرضی ایجاد شده برای بررسی تغییرات سرعت افقی و دما

Fig. 15. View of cross section for investigation of vertical and horizontal velocity variations

تانسور تنش	τ	انرژی جنبشی توربولانسی (m^2s^{-2})	K
زیرنویس		لزجت دینامیکی ($kg \cdot m^{-1}s^{-1}$)	μ
مؤثر	e	لزجت توربولانسی ($kg \cdot m^{-1}s^{-1}$)	μ_t
حداکثر	max	چگالی ($kg \cdot m^{-3}$)	ρ
فشار	P	ثابت‌های مدل توربولانسی	$\sigma_\epsilon, \sigma_k$



(ب)



(الف)

شکل ۱۶: تغییرات سرعت افقی برای سرعت‌های متفاوت جریان مخالف (الف) ۰/۵ D و (ب) ۱ D

Fig. 16. Variation of horizontal velocity for different free flow velocities, (a) 0.5 and (b) 1 D

- [8] Y. Lu, Z. Guan, H. Gurgenci, Z. Zou, Windbreak walls reverse the negative effect of crosswind in short natural draft dry cooling towers into a performance enhancement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63 (2013) 162-170.
- [9] P. K. Mondal, S. Mukherjee, B. Kundu, S. Wongwises, Investigation of the crosswind-influenced thermal performance of a natural draft counter flow cooling tower, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85 (2015) 1049-1057.
- [10] M. Gao, F. Sun, N. Wang, Y. Zhao, Experimental research on circumferential inflow air and vortex distribution for wet cooling tower under crosswind conditions, *Applied Thermal Engineering*, 64 (2014) 93-100.
- [11] W. Wang, H. Zhang, P. Liu, Z. Li, J. Lv, W. Ni, The cooling performance of a natural draft dry cooling tower under crosswind and an enclosure approach to cooling efficiency enhancement, *Applied Energy*, 186 (2016) 333-346.
- [12] R.A. Waked, M. Behnia, The effect of windbreak walls on the thermal performance of natural draft dry cooling towers, *Heat Transfer Engineering*, 26 (2005) 50-62.
- [13] R.M. A. Abbasnejad, M. H. kayhani, Reducing wind effect on performance of natural draft dry cooling tower, Initial Thermal Power Plant conference, (2010).
- [14] M.H. Kayhani, R. Mohebbi, A. Abbasnejad, Numerical and Experimental Investigation of Wind Break Walls' Effect on the Natural Draft Dry Cooling Tower's Performance Under Wind Condition, *Aerospace Mechanical*, 4(4) (2009) 71-82.
- [15] M. Goodarzi, A proposed stack configuration for dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind, *Journal of Wind*

توربولانسی t
حرارت th

منابع و مراجع

- [1] A.M. Najib, M.Z. Abdullah, C.Y. Khor, A.A. Saad, Experimental and numerical investigation of 3D gas flow temperature field in infrared heating reflow oven with circulating fan, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87 (2015) 49-58.
- [2] J. Stafford, E. Walsh, V. Egan, Local heat transfer performance and exit flow characteristics of a miniature axial fan, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31 (2010) 952-960.
- [3] M. Mounesan, M. R. Talaei, H. molatefi, Investigation of effective parameters on critical ventilation velocity in underground tunnels, *AmirKabir Journal of Science & Research Mechanical Engineering*, 48(1) (2016) 41-54.
- [4] M.A. Ardekani, M.A. Ranjbar, Field study on air flow pattern through radiator of heller dry cooling tower, *Modares Mechanical Engineering*, 13(11) (2014) 30-40.
- [5] M. Nasrabadi, D. Finn, Application of open cooling tower with radiant cooling for office space conditioning in temperate climate Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations, 16(13) (2016) 145-148.
- [6] Q. Wei, B. Zhang, K. Liu, X. Du, X. Meng, A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 98 (1995) 633-643.
- [7] Y. Chen, F. Sun, H. Wang, N. Mu, M. Gao, Experimental research of the cross walls effect on the thermal performance of wet Cooling towers under crosswind conditions, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011) 4007-4013.

- tee junction with an upstream straight or elbow main pipe, *Nuclear Engineering and Design*, 263 (2013) 32-41.
- [20] Report of air conditioning system in subway train wagon, Chapter: 10.
- [21] Copeland Scroll ZR72KCE-TFD R407C 50 HZ, (2012).
- [22] B. Zargar, F. M. Kashkooli, M. Soltani, K. E. Wright, M. Khalid, Syed A. Sattar, Mathematical modeling and simulation of bacterial distribution in an aerobiology chamber using computational fluid dynamics, *American Journal of Infection Control*, 44 (2016) 127-137.
- [23] D. Sui, S. S. Wang, J. R. Mao, T. Kim, T. J. Lu, Exit Flow Behavior of Axial Fan Flows With/Without Impingement, *Journal of Fluids Engineering*, 131 (2009).
- Engineering and Industrial Aerodynamics*, 98 (2010) 858-863.
- [16] M. Goodarzi, R. Ramezani, Alternative geometry for cylindrical natural draft cooling tower with higher cooling efficiency under crosswind condition, *Energy Conversion and Management*, 77 (2014) 243-249.
- [17] R.F. Huang, R.H. Hsieh, An experimental study of elevated round jets deflected in a crosswind, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27 (2002) 77-86.
- [18] M. Chen, H. Hsieh, Y. Ferng, B. Pei, Experimental observations of thermal mixing characteristics in T-junction piping, *Nuclear Engineering and Design*, 276 (2014) 107-114.
- [19] T. Lua, D. Attinger, S.M. Liu, Large-eddy simulations of velocity and temperature fluctuations in hot and cold fluids mixing in a

Please cite this article using:

R. Nazeri Boori Abadi, N. Rezazadeh, M. Deymi-Dashtebayaz, Investigation of the Cooling System Condenser Fans Performance at Different Speeds of Subway Train, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 51(2) (2019) 365-379.
DOI: 10.22060/mej.2017.13254.5586

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

