

بهینه سازی پارامترهای لوله گردبادهای جهت دسترسی به حداقل دمای ممکن

محمد علی مشایخی^۱

دانشجوی کارشناسی ارشد

لوله گردباده ای وسیله ای مکانیکی برای جداسازی یک جریان هوای فشرده به دو جریان هوای سردتر و گرم تر از جریان ورودی، به طور همزمان است. طراحی ساده، حجم کم و بی نیازی از تعمیر، باعث شده تا این دستگاه دو منظوره در صنعت مورد توجه قرار گیرد. در این مقاله با استفاده از شبیه سازی و حل دینامیک سیالات محاسباتی، تاثیر فشار هوای ورودی بر روی عملکرد دستگاه لوله گردباده ای بررسی شده است. جهت حل معادلات میدان جریان از مدل تلاطمی $k-\epsilon$ استفاده شده و هندسه مدل ثابت در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می دهد که هر لوله گردباده ای یک فشار کاری بهینه دارد که از لحاظ میزان کاهش دما و هزینه اقتصادی توجیه پذیر می باشد. مقدار این فشار کاری در نتایج این مقاله $4/8$ بار بدست آمد. همچنین نتایج شبیه سازی نشان می دهد که برای مقاصد سرمایه گذاری استفاده از نسبت جرمی $0/3$ باعث ایجاد جدایش بالاتری در خروجی سرد خواهد شد و برای مقاصد گرمایشی توصیه می گردد از نسبت جرمی سرد حدود $0/8$ استفاده گردد.

علی میرمحمدی^۲

استادیار

واژه های راهنما: لوله گردبادهای، نازل ورودی، شبیه سازی عددی، جدایش انرژی، دینامیک سیالات محاسباتی

۱- مقدمه

لوله گردبادهای که بعضاً با نامهایی چون لوله گردبادهای رنک-هیلش یا لوله رنک-هیلش شناخته می شود، اختراع مبتکرانه ای است که ایده آن توسط دو دانشمند فرانسوی و آلمانی به نامهای جورجس جوزف رنک و ردلف هیلش به طور مستقل در خلال سالهای جنگ جهانی دوم در اروپا مطرح شد [۱][۲][۳]. لوله گردبادهای یک وسیله ساده مکانیکی است که فاقد قسمت های متحرک بوده و یکی از موارد استفاده آن در تجهیزات سیستم تبرید می باشد. روش کار آن به این صورت است که یک سیال پرفشار از طریق نازل های ورودی وارد لوله گردبادهای شده و به دو جریان با دمای کمتر و بیشتر از دمای ورودی منشعب می شود.

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران
mamashayekhi68@gmail.com

^۲ نویسنده مسئول، استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران
a.mirmohammadi@sru.ac.ir

با کمک لوله گردباده ای این امکان وجود دارد که بدون هیچ گونه واکنش شیمیایی یا منبع انرژی، دماهای تا ۴۰- درجه سانتی گراد را ایجاد کرد. لوله گردباده ای شامل بخش هایی از قبیل یک یا چند نازل ورودی، یک محفظه گردباده ای، یک اوریفیس^۱ در انتهای سرد، شیر کنترل در انتهای گرم و یک لوله می باشد [۴] [۵] [۶]. وقتی سیال پرفشار بصورت مماس توسط نازل های ورودی به محفظه گردباده ای تزریق می شود، یک جریان چرخشی در محفظه گردباده ای ایجاد می گردد. وقتی چرخش جریان سیال به سمت مرکز محفظه گردباده ای ادامه پیدا می کند، سیال منبسط و سرد می شود. در محفظه گردباده ای بخشی از سیال به سمت خروجی گرم می چرخد و بخش دیگر سیال مستقیماً در خروجی سرد جریان دارد. بخشی از گاز موجود در لوله گردباده ای به دلیل مؤلفه محوری سرعت بر می گردد و از انتهای گرم به انتهای سرد حرکت می کند. در خروجی گرم، سیال با دمای بیشتری خارج می شود در حالی که در خروجی سرد، سیال دمای کمتری در مقایسه با دمای ورودی دارد [۲].

لوله گردباده ای در مقایسه با دیگر وسایل موجود در سیستم های تبرید مزایایی از قبیل: سادگی، فقدان اجزای متحرک، عدم حضور جریان الکتریسیته، عدم انجام هیچ گونه واکنش شیمیایی، نگهداری آسان، تأمین فوری هوای سرد، پایداری عملکرد (به دلیل استفاده از فولاد ضدزنگ و محیط کار تمیز) و تنظیم دما دارد. وابستگی به گاز فشرده و بازده گرمایی پایین برخی از کاربردهای آن را محدود می کند. خط هوای فشرده در مراکز صنعتی و کارخانجات موجود است و به راحتی می تواند در لوله های گردباده ای به عنوان عامل محرک مورد استفاده قرار بگیرد. لذا بزرگترین مزیت لوله های گردباده ای عدم نیاز به انرژی حرارتی، الکتریکی و مکانیکی می باشد. کوچک بودن، سبک و کم حجم بودن، تعمیر و نگهداری آسان، هزینه ساخت پایین، امکان تنظیم دمای هوای سرد و گرم، قیمت ارزان، نداشتن قسمت متحرک، همگی از مزایای لوله گردباده ای به شمار می روند. همچنین هوا در این دستگاه به عنوان یک مبرد بدون آلودگی های زیست محیطی محسوب می شود. از طرف دیگر پایین بودن راندمان تبرید، نیاز به هوای فشرده و آلودگی صوتی از معایب لوله گردباده ای به شمار می آیند. پدیده خنک شوندگی هوا در لوله های گردباده ای در کاربردهای خنک سازی موضعی در مقیاس های کوچک و بصورت تجاری استفاده زیادی شده است. با این وجود فرایند انتقال حرارت در داخل لوله های گردباده ای فرایندی پیچیده بوده و تاکنون توصیف روشنی در مورد آن بیان نشده است. لوله گردباده ای به عنوان خنک ساز و گرماساز موضعی کاربردهای زیادی دارد. اما می توان ایده های مبتکرانه ای در مورد کاربردهای لوله گردباده ای ارائه داد. برخی از کاربردهای خنک ساز موضعی، خنک کردن قالب های تزریق پلاستیک، عملیات رطوبت زدایی گاز و عملیات آب بندی حرارتی است. با استفاده از هوای گرم خروجی، برخی از کاربردهای گرمایش موضعی نیز تنظیمات چسب ها و لچیم ها و خشک کردن جوهر روی برچسب ها و بطری ها است. لوله گردباده ای جریان فشار بالا را به دو جریان گرم و سرد تفکیک می کند. این پدیده اولین بار توسط رانکیوج [۷] گزارش شد. بعداً هیلش [۸] این اثر را با جزئیات بیشتری توصیف کرد. طبق مطالعه آن ها زمانی که گاز مترکم از نازل های مماسی به داخل لوله گردباده ای تزریق می شود، یک میدان چرخشی قوی ایجاد می گردد. این چرخش در ناحیه ی ورودی باعث توزیع فشار در جهت شعاعی جریان می شود که در نتیجه یک گردباده آزاد در ناحیه جریان گرم محیطی و یک گردباده اجباری در ناحیه جریان سرد داخلی تولید می شود.

¹ Orifice

تاکاره و همکاران با بکارگیری دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی جریان در لوله گردباده‌ای پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد که کسر جرمی سرد پارامتر مهمی است که بر بزرگی جداسازی دما در لوله گردباده‌ای تأثیر می‌گذارد. جداسازی توان خنک‌کننده نیز یک پارامتر مهم برای ارزیابی عملکرد لوله گردباده‌ای جریان مخالف، به جای دمای انتهای سرد است. همچنین نتایج ایشان نشان داد که حداکثر تفکیک قدرت خنک‌کنندگی برای کسر جرمی سرد در محدوده ۰/۶ تا ۰/۷ است [۹].

رفیعی و صادقی آزاد با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی اثرات فشار تزریق، تعداد اسلات، محل نقطه رکود و سطح اغتشاش برای یک لوله گردباده‌ای با درجه کروی را بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که قابلیت خنک‌سازی می‌تواند با کاهش فاصله بین نقطه سکون و شیر کنترل تا حد امکان به بیشترین مقدار برسد. همچنین در حالت کروی، افزایش فشار تزریق در مقایسه با سایر شیرها تأثیر متفاوتی بر توانایی خنک‌کنندگی دارد [۱۰].

سریفودین و همکاران اثر طراحی لوله گردباده‌ای جدید بر دمای سرد، دمای گرم، دمای سرد دلتا، دمای داغ دلتا، گرمای منتقل شده به عنوان اثر خنک‌کننده را اندازه‌گیری و تحلیل کردند. ایشان داده‌ها را در شرایط با دمای کنترل شده در $0/1 \pm 27$ درجه سانتی‌گراد ثبت کردند [۱۱].

در سال ۲۰۱۷ رفیعی و صادقی‌نژاد با بکارگیری یک مدل دقیق دینامیک سیالات محاسباتی جریان داخلی انواع لوله گردباده‌ای (جهت مخالف، موازی (هم جهت) و دو مدار (جهت مخالف با تزریق اضافی)) و مقایسه جامع انرژی بین انواع لوله گردباده‌ای پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد سه نسبت L/D بهینه مختلف برای سه نوع مختلف لوله گردباده‌ای وجود دارد ($L/D=9$ برای لوله گردباده‌ای موازی، ۱۰ برای لوله گردباده‌ای جهت مخالف و ۱۱ برای لوله گردباده‌ای دو مدار). همچنین ایشان مشاهده کردند که استفاده از نازل‌های موازی جداسازی لوله گردباده‌ای جهت مخالف و دو مدار را از بین می‌برد، اما راندمان لوله گردباده‌ای موازی را بهبود می‌بخشد [۱۲].

در سال ۲۰۲۰ لاگرانیدور و همکاران برای تحلیل تولید اکسرژی حرارتی و تخریب اکسرژی در لوله‌های گردباده‌ای با استفاده از مدل ترمودینامیکی و داده‌های تجربی بازده اکسرژی این لوله‌ها را بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که بازده اکسرژی لوله گردباده‌ای برای کسر جرمی سرد در حدود ۰/۷ به حداکثر (تا ۲/۸۸٪) می‌رسد، زمانی که هر دو خروجی گرم و سرد مفید در نظر گرفته شوند. جالب توجه است که ۴۵ درصد اکسرژی موجود در پایین دست لوله گردباده‌ای از طریق افت فشار در این شرایط از دست می‌رود. در داخل لوله گردباده‌ای، تخریب اکسرژی جنبشی بخش بزرگی از برگشت‌ناپذیری‌های درون لوله را نشان می‌دهد. علاوه بر این فرآیند بهینه‌سازی با مدل ترمودینامیکی این مرجع راندمان اکسرژی لوله گردباده‌ای را به ۴/۴ درصد افزایش می‌دهد که افزایش ۵۳ درصدی در مقایسه با بهترین مقادیر تجربی را نشان می‌دهد [۱۳].

شمسودینی و خراسانی با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی یک رویکرد ترمودینامیکی ساده برای تحلیل عددی یک لوله گردباده‌ای معرفی کردند. این رویکرد روشی مناسب برای بهینه‌سازی عملکرد خنک‌کنندگی یک لوله گردباده‌ای در شرایط کاری مختلف است. همچنین آنها از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی استفاده کردند. نتایج رویکرد ترمودینامیکی آنها تطبیق خوبی با نتایج آزمایشگاهی و عددی دارد. از جمله نتایج بدست آمده توسط شمسودینی و خراسانی می‌توان به این موارد اشاره کرد: ۱- نسبت مولفه

نرمال سرعت به مقدار سرعت کل در هر خروجی را می‌توان به عنوان تابعی از کسر جرمی سرد تعریف کرد. همچنین نتایج ایشان نشان داده است که با افزایش نسبت دبی جرمی در خروجی سرد، سرعت نسبی در خروجی سرد کاهش می‌یابد در حالی که سرعت نسبی در خروجی گرم افزایش می‌یابد. ۲- احتمال ایجاد دمای خروجی سرد کمتر، در کسرهای جرم سرد کمتر در مقایسه با کسرهای جرمی سرد زیاد بیشتر است. ۳- بهینه‌سازی لوله گردبادهای با استفاده از رویکرد پیشنهادی و الگوریتم ژنتیک راحت‌تر است. در صورت اعمال محدودیت‌های مناسب، نتایج معقولی حاصل خواهد شد [۱۴].

در سال ۲۰۱۴ گوتاک به مطالعه تجربی، جداسازی دما در جریان گاز طبیعی فشار قوی در یک لوله گردبادهای جریان مخالف پرداخت. گوتاک یک لوله گردبادهای صنعتی طراحی و در کارخانه جداسازی در دمای پایین اجرای کرد. مشخص شد که ضریب ژول-تامسون تأثیر قابل توجهی بر فرآیند جداسازی دما دارد و باید هنگام تجزیه و تحلیل داده‌ها در نظر گرفته شود. اثر گرمایش قابل توجه تحت شرایط بررسی شده را می‌توان تنها در کسر جرمی جریان داغ بسیار کوچک مشاهده کرد. برای جلوگیری از مشکلات بارگیری مایع، میعان‌ات گازی و بخار آب باید قبل از لوله گردبادهای یا مستقیماً از بدنه آن خارج شود. افزایش نسبت فشار منجر به اختلاف دمای بیشتر می‌شود. افت دمای جریان سرد تقریباً در تمام محدوده کسرهای جرمی جریان سرد بیشتر از اثر ژول تامسون است [۱۵].

شمس‌دینی و ابدول‌پور به بررسی نقش نازل‌ها در یک لوله گردبادهای پرداختند. آنها مدل دایره‌ای را برای کاهش اثر تعداد نازل‌ها معرفی و به صورت عددی بررسی کردند. نتایج تأیید می‌کند که مدل آزمایش شده به درستی با اثر تعداد نازل کاهش می‌یابد. آنها به این نتیجه رسیدند که شکل و اندازه گردباده تولید شده در خروجی نازل‌های ورودی، نقش اساسی در جداسازی حرارتی در لوله گردبادهای دارد. مدل هندسی ارائه شده اثرات تعداد نازل را کاهش داده و عملکرد خنک کننده لوله گردبادهای را افزایش می‌دهد. این نوع لوله (با یک محفظه دایره‌ای در محل نازل‌های ورودی) تفاوت‌های ناشی از تعداد نازل‌ها را حدود ۸۰ درصد کاهش داد. همچنین مشخص شد که قدرت خنک کنندگی نوع لوله فعلی به اندازه کافی برای کاهش تعداد نازل‌ها مناسب است. این نوع لوله گردبادهای عملکرد خنک کنندگی مشابهی برای هر تعداد نازل ورودی دارد [۱۶].

لی و همکاران برای به دست آوردن پارامترهای داخلی یک لوله گردبادهای در مقیاس بزرگ طراحی و آزمایش کردند. از نتایج اصلی آنها می‌توان به موارد زیر اشاره کرد: ۱- با تجزیه و تحلیل توزیع سرعت مماسی نتایج تجربی، مشخص شد که یک هسته گردبادهای در ناحیه مرکزی لوله گردبادهای وجود دارد که نیروی ترمزی اصلی در جداسازی جریان لوله گردبادهای است. سرعت جریان مماسی لوله گردبادهای به شکل گردبادهای بزرگ بود و شعاع هسته گردبادهای با افزایش موقعیت محوری Z کاهش یافت. سرعت جریان چرخش سیال در شرایط کسر جرمی سرد کوچکتر، کمی بزرگتر بود. ۲- از نظر سرعت محوری، یک مرز جریان معکوس دینامیکی یافت شد که به تدریج از ورودی لوله به انتهای گرم کاهش یافت و با افزایش کسر جرمی سرد افزایش یافت. برای یک موقعیت محوری معین، هرچه نسبت جریان جرم سرد بزرگتر باشد، سرعت جریان محوری به انتهای سرد بیشتر است و سرعت جریان محوری به انتهای گرم کمتر می‌شود. ۳- توزیع فشار استاتیک در داخل لوله گردبادهای نشان داد که تحت شرایط جرم سرد کوچکتر، فشار ساکن داخل لوله گردبادهای کمتر است. و گرادیان فشار در جهت‌های محوری و شعاعی پشتیبانی مثبتی را برای جهت‌های سرعت محوری و

شعاعی ارائه می‌دهد. ۴- کمترین دمای استاتیک در نزدیکی خروجی نازل وجود داشت و دمای کلی در شرایط کسر جرمی سرد کمتر، کمتر بود [۱۷].

سعیدی و یزدی از یک مدل ترمودینامیکی برای بررسی جداسازی انرژی لوله گردباده‌ای استفاده کردند. و یک واحد آزمایشگاهی لوله گردباده‌ای برای تأیید تحلیل نظری ساختند. آنها گزارش دادند که آزمایش‌ها رویکرد اکسرژی را به عنوان یک ابزار مهم برای بهینه‌سازی ابعاد و شرایط کاری لوله گردباده‌ای نشان می‌دهند. سایر نتایج آنها عبارتند از: ۱- اختلاف دما با افزایش فشار هوای ورودی افزایش می‌یابد. ۲- با افزایش فشار هوای ورودی تخریب اکسرژی کاهش می‌یابد ۳- با افزایش طول لوله، اختلاف دما افزایش یافته و تخریب اکسرژی به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. ۴- استفاده از موادی با سطوح صاف‌تر و رسانایی حرارتی کمتر، کارایی قانون دوم بهتری دارند. ۵- افزایش قطر نازل ورودی، کارایی قانون دوم لوله گردباده‌ای نمونه را تحت آزمایش‌ها بهبود می‌بخشد. ۶- راندمان قانون دوم با افزایش قطر نازل بهبود می‌یابد و تخریب اکسرژی کاهش می‌یابد [۱۸].

درژیو و همکاران به مطالعه دستگاه تولید آب از اتمسفر پرداختند. در این تحقیق، آنها خواص فیزیکی جو را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند و رابطه بین پارامترهای آب و هوایی و حجم آب تولید شده مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تجزیه و تحلیل داده‌های تجربی و محاسباتی مطالعات ایشان نشان داده است که تفاوت بین مقادیر محاسبه شده و آزمایشی از ۲٪ تا ۴٪ تجاوز نمی‌کند که دقت قابل قبولی را در روش انتخاب شده برای تخمین نظری اثبات می‌کند. همچنین نتایج ایشان نشان داد که استفاده از مواد نانو در واحد مبدل حرارتی امکان تولید موثر آب را در شرایط رطوبت نسبی کم از ۵ درصد و دمای تا ۲۰ درجه ممکن می‌سازد [۱۹].

مارتین و زیلم یک سیستم دمای متغیر ساختند و عملکرد آن را برای یک پروب چرخش با زاویه جادویی سریع میدان بالا توصیف کردند. سیستم دمای متغیر در دمای اتاق و کمتر از آن استفاده می‌شود. یک لوله گردباده‌ای برای خنک کردن در محدوده دمایی ۲۰ تا ۲۰- درجه سانتیگراد استفاده می‌شود، در حالی که یک مبدل حرارتی خنک شده با نیتروژن مایع در زیر ۲۰ درجه سانتیگراد استفاده می‌شود. کاوشگر خاصی که مارتین و زیلم طراحی کردند قادر است در دمای ۱۴۰ درجه سانتیگراد برای چند روز با مبدل حرارتی خنک شده با نیتروژن مایع کار کند و می‌تواند به طور مداوم در دمای ۲۰ درجه سانتیگراد با خنک کننده لوله گردباده‌ای کار کند [۲۰].

در سال ۲۰۱۳ قندیل و همکاران مطالعات محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار ANSYS FLUENT انجام دادند و اثرات طول لوله نسبت به قطر و اندازه خروجی سرد بر عملکرد لوله را بررسی کردند. نتایج ایشان نشان داد که نسبت قطر اثر متفاوتی بر عملکرد لوله گردباده‌ای دارد و حداکثر خنک کنندگی زمانی رخ می‌دهد که اندازه خروجی سرد در کمترین مقدار خود باشد. آنها در این مقاله شرایط مرزی را نیز مورد بررسی قرار دادند و نتایج نشان داد که دیوار بی‌درو و دیوار غیرآدیاباتیک نتایج یکسانی دارند [۲۱].

فلتون معتقد بود که دلیل اثر جدایش تبدیل رژیم جریان از حالت آزاد به اجباری می‌باشد. گاز بعد از تزریق به لوله، یک گردباده آزاد به وجود می‌آورد که در آن سرعت مماسی با شعاع نسبت مستقیم دارد. سرعت زاویه‌ای لایه‌های نزدیک به دیوار کم و سرعت زاویه‌ای لایه‌های نزدیک به مرکز لوله زیاد می‌باشد. به خاطر وجود اثر اصطکاک، رژیم جریان از حالت گردباده‌ای آزاد به گردباده‌ای اجباری تبدیل شده که در آن سرعت

مماسی با شعاع نسبت عکس دارد. در این پروسه لایه‌های درونی انرژی خود را از دست می‌دهند و لایه‌های بیرونی انرژی دریافت می‌کنند. این فرآیند موجب می‌شود که لایه‌های درونی سرد و لایه‌های بیرونی گرم شوند [۲۲].

کزنر و کرانشیلد قانونی برای تنش برشی در جریان حلقوی بدست آوردند. تئوری آنها شبیه به تئوری فلتون بود. آنها نیز معتقد بودند که جریان به خاطر تنش برشی بین لایه‌ها از حالت گردباد آزاد به گردباد اجباری تبدیل می‌شود. در ادامه با وجود گرادیان فشار موجود، یک پروفیل دمایی درون لوله تشکیل شده که باعث سرد شدن هسته می‌شود [۲۳].

در سال ۲۰۱۹ بژا و همکارانش فیزیک جریان سیال، کار و انتقال حرارت در لوله گردبادی را مطالعه کردند. نتایج ایشان نشان داد که انبساط گاز باعث انتقال حداکثر کار به دلیل تنش برشی و مماسی در نزدیکی ورودی می‌شود [۲۴].

تپرا و همکارانش لوله گردبادی ساختند و اثر تغییرات نسبت طول به قطر و برخی خواص ترمودینامیکی را بررسی کردند. نتایج ایشان نشان داد که افزایش نسبت طول به قطر (L/D) باعث افزایش اختلاف دمای سرد و گرم می‌شود. حداکثر اختلاف درجه حرارت در لوله بین خروجی سرد و گرم با دمای اولیه هوا ۱۰/۹ درجه سانتیگراد است. دمای خروجی گرم می‌تواند تا ۱۶۰ درجه سانتیگراد و دمای خروجی سرد تا ۳۰- درجه سانتیگراد برسد. فشار در سمت خروجی گرم بیشتر از فشار اتمسفر است [۲۵].

رفیعی و همکارانش با تحقیقات عددی مقدار بهینه طول لوله را به دست آوردند. آنها همچنین به بهینه‌سازی و تحلیل لوله گردبادی پرداختند. نتایج نشان داد که مقدار بهینه طول ۲۰۰ میلیمتر و زاویه بهینه نازل‌ها ۱۳ درجه و مقدار بهینه قطر خروجی سرد ۸ میلیمتر است [۲۶].

در سال ۲۰۱۹ جعفرقلی نژاد شبیه‌سازی لوله گردبادی ۹ نازلی را بر اساس چگالی و مدل تلاطم $k-\epsilon$ انجام داده و معادلات را حل کرد. نتایج نشان داد که برای به دست آوردن عملکرد مطلوب و مؤثر باید نسبت طول و قطر مناسب باشد. با افزایش کسر جرمی سرد دمای خروجی سرد افزایش می‌یابد [۲۷].

وانت و همکارانش حداکثر اثر خنک‌کنندگی و حداکثر اثر حرارت که کسر جرمی سرد می‌تواند داشته باشد را مورد مطالعه قرار دادند. همچنین آنها تأثیر فشار ورودی و کسر جرمی سرد را بررسی کردند. نتایج نشان داد کیفیت دمای خروجی سرد و دمای خروجی گرم با افزایش فشار بهبود می‌یابد. هنگامیکه کسر جرمی سرد تا حدی معین افزایش می‌یابد نقطه رکود ظاهر می‌شود و با کاهش فشار ورودی و با افزایش کسر جرمی سرد نقطه رکود به سمت خروجی سرد حرکت می‌کند. دو مؤلفه اصلی در خروجی سرد وجود دارد: ۱- دمای هوایی که از بیرون توسط نازل تزریق می‌شود. ۲- نسبت جریان بازگشتی از هوا و از طریق خروجی گرم [۲۸].

در سال ۲۰۱۹ کومار، اثر پارامترهای مختلف هندسی، مانند تعداد نازل ورودی، تغییرات زاویه مخلوط را بررسی کردند و تحقیقاتی برای بهبود COP^1 لوله گردبادی انجام دادند. نتایج ایشان نشان داد که مخروطی داغ نیز بر COP مؤثر است. همچنین نسبت قطر ورودی به قطر لوله و طول به قطر لوله گردبادی ورودی آن بر COP تأثیر دارد. سطح نازل گرم نقش بسیار مهمی در عملکرد لوله گردبادی ایفا می‌کند، سطح خوب منجر به

¹ Coefficient of Performance

عملکرد بهتر می‌شود. شیر مخلوط در حالت ۴۳ و ۶۰ درجه لوله گردباده‌ای بهترین عملکرد را دارد. زاویه شیر مخروطی نیز بر COP مؤثر است. ضریب هدایت حرارتی نیز در COP های مختلف متفاوت است [۲۹]. در سال ۲۰۱۱ آوادها و همکارانش مطالعه عددی به‌منظور بررسی عددی تغییر خواص سیال، مکانیسم جداسازی انرژی، جریان و راندمان اکسرژی، انجام دادند. اختلاف دما بین خروجی سرد و خروجی گرم در مقایسه با داده‌های تجربی نشان می‌دهد: اگرچه خواص ترمودینامیکی ممکن است متغیر باشد ولی این تغییر بسیار ناچیز است. تحلیل اکسرژی نشان داد، بالاترین راندمان واقعی اکسرژی برای لوله گردباده‌ای بین ۱۳ تا ۴۹ درصد است [۳۰].

در سال ۲۰۱۴ ساسی لوله گردباده‌ای ساخت و با تغییر متغیرهایی مانند: مواد استفاده‌شده و تعداد و زاویه نازل کسر جرمی سرد آنها را بهبود داد. وی نتیجه گرفت که عملکرد لوله گردباده‌ای پی وی سی با ۴ نازل و زاویه ۹۰ درجه و در کسر جرمی سرد مختلف بهتر است [۳۱].

فلتون [۱] توصیفات تحلیلی جدایش انرژی و پروفیل سرعت و دما در لوله گردباده‌ای را ارائه کرد. تاکنون تئوری رضایت بخشی برای توضیح این پدیده ارائه نشده است. برخی از محققان جدایش انرژی را به انتقال کار همراه با تراکم و انبساط نسبت می‌دهند و برخی دیگر تأثیر گردباده‌های تلاطمی را مطرح کرده‌اند. چرخش ثانویه به عنوان عامل دیگری در جدایش انرژی بیان شد. در بررسی‌های قبلی که در مورد تأثیر شکل و تعداد نازل تزریق گاز بر روی عملکرد دستگاه انجام شده است، به صورت تخصصی شکل نازل بررسی نشده است و تاکید اصلی روی تعداد نازل ورودی بوده است.

کارماسی و همکاران به صورت تجربی عملکرد لوله گردباده‌ای براساس پارامترهای کسر جرمی سرد، فشار ورودی و تعداد نازل بررسی کردند. نتایج مطالعه تجربی ایشان نشان داده است که فشار ورودی موثرترین پارامتر بر گرمایش و عملکرد سرمایش لوله گردباده‌ای بوده است. این به دلیل سرعت‌های زاویه‌ای بالاتر و حفظ تکانه زاویه‌ای در داخل لوله گردباده‌ای رخ می‌دهد. هر چه فشار ورودی بیشتر باشد، اختلاف سرعت زاویه‌ای بین جریان مرکزی و جریان محیطی در لوله بیشتر می‌شود. علاوه بر این، سرعت بالاتر همچنین به معنای تشکیل گرمای اصطکاکی بالاتر بین دیوار و جریان در سطح دیواره لوله است. این باعث می‌شود دمای خروجی سرد کمتر و دمای خروجی گرم بالاتر باشد [۳۲].

شمسی‌الدینی و همکاران با استفاده از مدل دینامیک سیالات عددی سه بعدی، تأثیر تعداد نازل بر جریان و توان خنک‌سازی یک لوله گردباده‌ای را بررسی کردند. آنها مشاهده کردند که با افزایش تعداد نازل‌ها، قدرت خنک‌کنندگی به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد در حالی که دمای خروجی سرد به طور متوسط کاهش می‌یابد [۳۳].

بهره و همکاران با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) و مطالعات تجربی به بررسی و بهینه‌سازی لوله‌های گردباده‌ای Ranque-Hilsch پرداختند. تجزیه و تحلیل CFD و نتایج تجربی نشان می‌دهد که جریان گردش ثانویه می‌تواند یک مکانیسم کاهش عملکرد در لوله‌های گردباده‌ای باشد. یک لوله گردباده‌ای با طراحی بهینه تنها دو رژیم جریان گردباده‌ای اجباری و آزاد دارد و با مقدار طول به قطر بهینه، جریان ثانویه حذف می‌شود که منجر به جدایی دمای بالاتر آن بین انتهای سرد و انتهای گرم می‌شود [۳۴]. در کل تعداد مقالات منتشر شده در زمینه بررسی تأثیر فشار ورودی بر عملکرد لوله گردباده‌ای بسیار ناچیز هستند. از جمله

کارهای CFD در این زمینه را می‌توان به کار عامری و به‌نیا [۳۵] اشاره نمود. ایشان نشان دادند با افزایش فشار ورودی، بازده لوله گردباده‌ای نیز افزایش می‌یابد ولی از یک مقدار به بعد (۶ بار) با افزایش فشار ورودی، بازده کاهش می‌یابد.

در مقاله حاضر تاثیر فشار ورودی بر روی عملکرد لوله گردباده‌ای با دو سناریو مختلف انجام می‌شود. در سناریو اول با فشار خروجی ثابت، فشار ورودی از ۳ تا ۱۰ بار تغییر داده می‌شود و تاثیر آن بر عملکرد لوله گردباده‌ای بررسی می‌شود. در سناریو دوم نسبت دبی جرمی در خروجی سرد ثابت گرفته شده و فشار ورودی از ۳ تا ۱۰ بار تغییر داده می‌شود و تاثیر آن بر عملکرد لوله گردباده‌ای بررسی می‌شود.

۲- معادلات حاکم

معادلات سه بعدی میدان جریان برای بقای جرم، بقای ممنتوم، معادله انرژی و معادله حالت به صورت زیر برای حل استفاده شده است. رابطه مربوط به بقای جرم به صورت (۱) است.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

بقای اندازه حرکت به صورت (۲) می‌باشد.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho u'_j u'_i) \quad (2)$$

انرژی جنبشی اغتشاشی نیز به صورت رابطه (۳) محاسبه می‌شود.

$$k_{eff} = K + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[u_i \rho \left(h + \frac{1}{2} u_i u_j \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \quad (3)$$

به دلیل وجود گرادیان دما در درون لوله گردباده‌ای معادله انرژی نیز منظور شده است و برای اعمال اثرات تراکم‌پذیری از معادله حالت استاندارد گاز ایده‌آل استفاده می‌شود.

$$P = \rho RT \quad (4)$$

به منظور در نظر گرفتن اثرات اغتشاشات جریان، در ابتدا از مدل های مغتشوش k-ε استاندارد و RNG k-ε در یک حالت خاص استفاده شد. به دلیل موفقیت نسبی مدل استاندارد در نهایت از این مدل برای شبیه-

سازی های نهایی استفاده شده است. در نتیجه علاوه بر معادلات فوق، باید معادلات مربوط به مدل تلاطمی $k-\varepsilon$ نیز همزمان حل شوند. این معادلات عبارتند از:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

که در این معادلات G_k نشان دهنده تولید انرژی جنبشی تلاطمی به علت گرادیان سرعت میانگین، G_b نشان دهنده تولید انرژی جنبشی تلاطمی در اثر نیروی شناوری و Y_M نشان دهنده سهم نوسانات سرعت در جریان آشفتگی تراکم‌پذیر می‌باشد. σ_k و σ_ε نمایانگر عدد پرانتل تلاطمی به ترتیب برای k و ε می‌باشند. $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ و C_μ نیز ثابت می‌باشند که برابرند با:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

لزجت تلاطمی (μ_t) نیز با توجه به مقادیر k و ε به ترتیب زیر محاسبه می‌گردد:

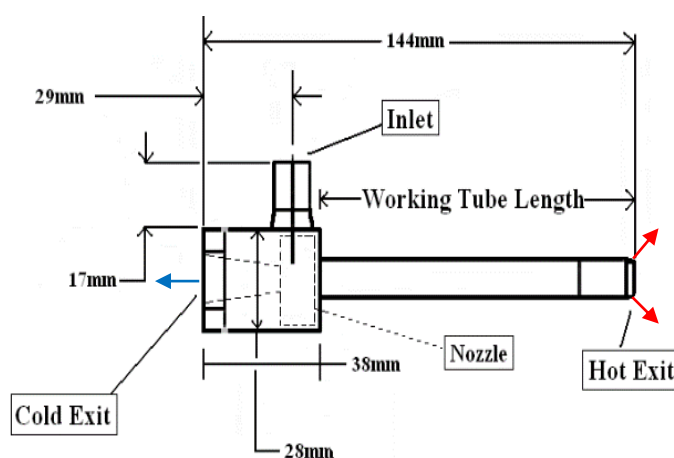
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

فرضیات به کار رفته در این مقاله به شرح زیر می‌باشد:

۱. جریان تراکم‌پذیر می‌باشد.
 ۲. سیال عامل هوا می‌باشد.
 ۳. جریان درون دستگاه لوله گردباده‌ای شدیداً آشفتگی می‌باشد.
 ۴. پارامترهای هندسی لوله از قبیل طول، قطر و ابعاد نازل ثابت می‌باشد.
- روش حجم محدود توسط نرم‌افزار Fluent بر روی یک شبکه‌بندی سه بعدی به همراه شرایط مرزی که در بخش بعدی بیان می‌شود، اعمال می‌گردد. برای گسسته سازی معادلات از روش مرتبه دوم بالادست استفاده می‌شود و الگوریتم SIMPLE نیز برای حل معادلات مومنتوم و انرژی همزمان به کار می‌رود.

۳- مدل هندسی

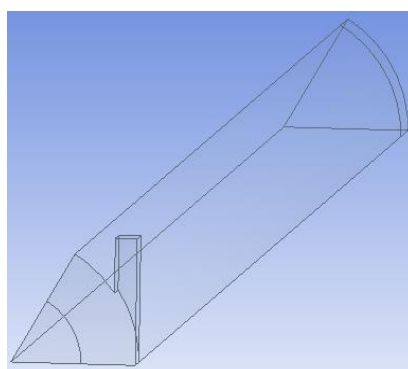
مدل عددی مورد بررسی از روی مدل آزمایشگاهی اسکای [۳۶] گرفته شده است. این مدل مجهز به ۶ نازل مستقیم ورودی هوا، یک خروجی گرم و یک خروجی سرد می‌باشد. در شکل (۱) هندسه مسئله نشان داده شده است. همچنین ابعاد هندسی دقیق مربوط به لوله گردباده‌ای مدل شده در جدول (۱) ارائه شده است. مدل عددی لوله گردباده‌ای با استفاده از بسته نرم‌افزاری Fluent 15.0 شبیه‌سازی شده است. معادلات بنیادی با استفاده از این نرم‌افزار به صورت سه بعدی تراکم‌پذیر و تلاطمی حل گردیده‌اند. با توجه به اینکه جریان در لوله گردباده‌ای به شدت مغشوش می‌باشد، برای مدل‌سازی عددی جریان تراکم‌پذیر در لوله گردباده‌ای، علاوه بر معادلات بقای جرم، مومنتم، انرژی و معادله حالت گاز بایستی یک مدل تلاطمی نیز برای ایجاد اثر اغتشاش به کار رود. به دلیل پیچیدگی بودن مدل لوله گردباده‌ای، جهت کاهش حجم محاسبات و زمان اجرای برنامه، با توجه به تعداد ۶ نازل ورودی، یک ششم از کل شکل مدل می‌شود، که در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۱- طرحواره لوله گردباده‌ای بررسی شده به همراه ابعاد آن [۳۶]

جدول ۱- ابعاد لوله گردباده‌ای مدل شده [۳۶]

مقدار	پارامتر
۱۰۶ mm	طول لوله
۴.۱۱ mm	قطر لوله
۰.۹۷ mm	عمق نازل
۱.۴۱ mm	پهنای نازل
۸.۲ mm ^۲	سطح مقطع کلی ورودی نازل
۶.۲ mm	قطر خروجی سرد
۱۱ mm	قطر خروجی گرم



شکل ۲- هندسه ایجاد شده در نرم‌افزار

۳-۱- شرایط مرزی

برای مرز ورودی به لوله گردباده‌ای مطابق مدل CFD به کار گرفته شده توسط مرجع اسکای و همکاران از شرط مرزی دبی ثابت استفاده شده است که با دبی جرمی کل، دمای سکون و جهت بردار ورودی مشخص می‌شود. با توجه به نتایج تجربی موجود، شرایط اعمالی در ورودی تقریباً ثابت است. به طوریکه دبی جرمی جریان در ورودی $8/34 \text{ gr/s}$ و دمای سکون $294/2 \text{ K}$ در نظر گرفته شده است. همچنین جهت بردار جریان ورودی عمود بر مرز در ورودی در نظر گرفته می‌شود. در خروجی سرد شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است. به عبارت دیگر فشار استاتیک در خروجی معلوم فرض شده است و بر اساس نتایج آزمایشگاهی تثبیت و معین می‌شود. در خروجی سرد مطابق نتایج تجربی مقدار فشار را بسیار پایین می‌توان فرض کرد. در این مقاله مقدار فشار بر مبنای نتایج تجربی 15895 پاسکال تعیین شده است. نکته قابل ذکر دیگر این است که در نسبت‌های جرمی پایین در خروجی سرد، مدل CFD یک جریان برگشتی در خروجی جریان هوای سرد نشان می‌دهد. بنابراین دمای جریان برگشتی بایستی تعیین شود. برای تعیین دمای جریان برگشتی روش‌های مختلفی موجود است که در مراجع می‌توان یافت در این مطالعه عددی برای محاسبه دمای جریان برگشتی از نتایج مقالات و مراجع معتبر در این زمینه استفاده شده است که بر این اساس متوسط دمای کل جریانی که خروجی سرد را ترک می‌کند برابر دمای جریان برگشتی فرض شده است. برای مطالعه حاضر مقدار دمای جریان برگشتی برابر 290 K در نظر گرفته شده است. برای خروجی گرم نیز همانند خروجی سرد، فشار مرزی فشار خروجی استفاده شده است. با این تفاوت که فشار در خروجی گرم متغیر تکراری فرض شده تا زمانی که نسبت جرمی مورد نظر در خروجی سرد ارضا گردد. در سطوح جامد از شرط مرزی عدم لغزش استفاده شده است که با اعمال این شرط مرزی تمام مولفه‌های سرعت در دیواره‌ها صفر می‌شود. همچنین این سطوح به شکل آدیاباتیک^۱ در نظر گرفته شده‌اند. در مقاطع برشی نیز به علت تقارن جریان و هندسه، شرط مرزی تناوبی استفاده شده است. در جدول (۲) شرایط مرزی لیست شده‌اند.

۳-۲- بررسی استقلال از اندازه سلول محاسباتی

تولید تعداد سلول محاسباتی در نواحی با گرادیان شدید همچون ورودی و خروجی‌ها و ناحیه اطراف نازل شبکه محاسباتی ریزتر انجام شده است تا اثرات آنها به دقت وارد میدان حل شود. شکل‌های (۳) و (۴) شبکه‌بندی هندسه مورد مطالعه را نشان می‌دهد. متوسط $aspect \ ratio$ برابر با $16/5$ ، متوسط $skewness$ برابر با $0/23$ و $element \ quality$ برابر با $0/34$ می‌باشد.

جدول ۲- شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای اعتبارسنجی

دبی کل ورودی	$8/34 \text{ gr/s}$
--------------	---------------------

¹ Adiabatic

۲۹۴/۲ K

۱۵۸۹۵ Pa

۲۹۰ K

متغیر

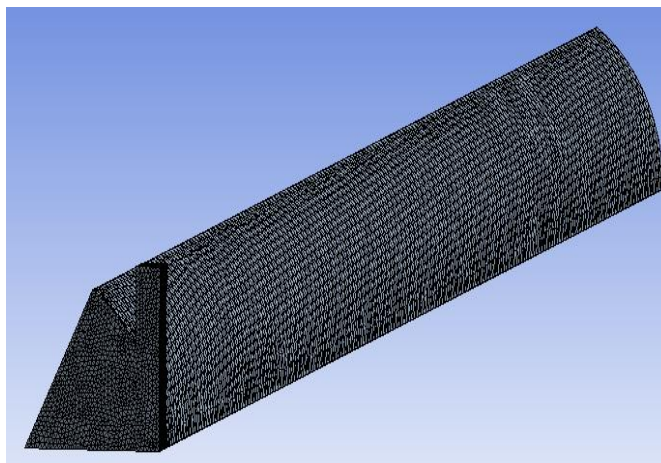
دمای کل ورودی

فشار استاتیک خروج سرد

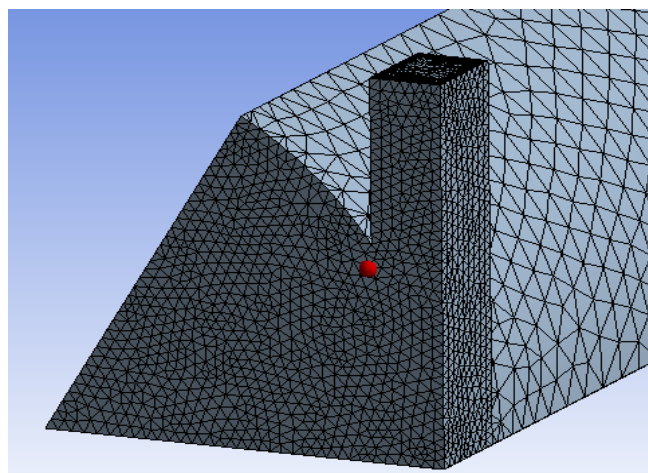
دمای برگشتی در خروجی سرد

فشار استاتیک خروج گرم

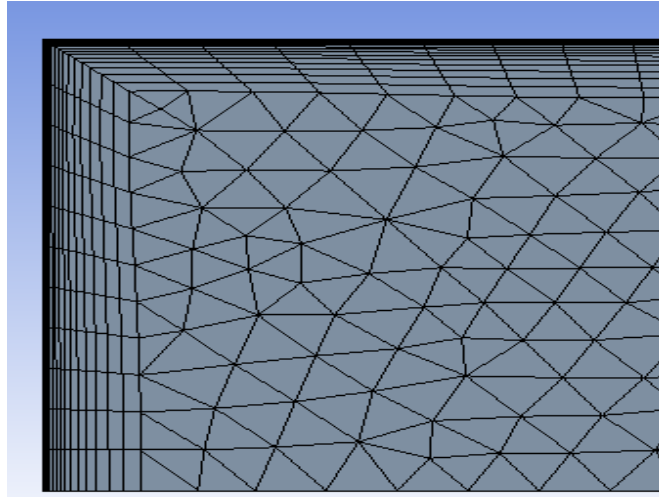
برای مدل کردن صحیح لایه مرزی تعداد ۱۵ لایه المان چهارگوش با ضخامت اولیه ۱۰ میکرون در نظر گرفته شده است. شکل (۵) شبکه در لایه مرزی را نشان می‌دهد.



شکل ۳- شبکه‌بندی فضای نمونه



شکل ۴- شبکه‌بندی فضای نمونه در اطراف نازل



شکل ۵- تولید شبکه در لایه مرزی- شبکه چهارگوش

بررسی استقلال نتایج حل از تعداد سلول‌های محاسباتی جهت اطمینان از دقت و درستی حل ضروری است. لذا در این بخش استقلال از تعداد سلول محاسباتی بررسی می‌گردد. حل عددی لوله گردباده‌ای در این پژوهش، با تعداد سلول محاسباتی برابر با ۵۱۰۰۰، ۹۹۸۴۰، ۱۸۴۰۰۰ و ۳۸۰۰۰۰ انجام و تحلیل گردید. نتایج حل جهت بحث استقلال شبکه برای دمای کل خروجی سرد و سرعت سیال در خروجی سرد در شکل (۶) و شکل (۷) ارائه شده است. با توجه به نتایج به ازای تغییر تعداد شبکه از ۱۸۴۰۰۰ به ۳۸۰۰۰۰ تغییر چندانی در جواب‌ها حاصل نشده است، پس شبکه با تعداد ۱۸۴۰۰۰ به‌عنوان شبکه مناسب برای ادامه محاسبات انتخاب می‌شود.

در تمام شبکه‌های محاسباتی بالا تعداد ۱۵ لایه المان چهارگوش با ضخامت اولین لایه ۱۰ میکرون، برای مدل کردن صحیح لایه مرزی در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار Body Sizing برای هر شبکه در جدول (۲) ارائه شده است.

برای بررسی مدل لوله گردباده‌ای در نسبت جرمی گاز سرد برابر ۰/۴۹ در نظر گرفته شد و پارامترهای کلیدی مانند جدایش دمایی در خروجی سرد و سرعت سیال در خروجی سرد، معیار مقایسه قرار گرفت که با توجه به بررسی انجام شده برای تعداد المان‌های بیشتر از ۱۸۴۰۰۰ تغییر در نتایج بسیار اندک بوده و تاثیری نخواهد داشت. در نتیجه با توجه به پایداری و ثابت شدن تقریبی نتایج که استقلال نتایج تحلیل را از تاثیرات مش‌بندی نشان می‌دهد، برای کاهش زمان محاسبات از همان تعداد المان استفاده شده است. نتایج در شکل (۶) و (۷) نشان داده شده است.

۳-۳- صحت سنجی

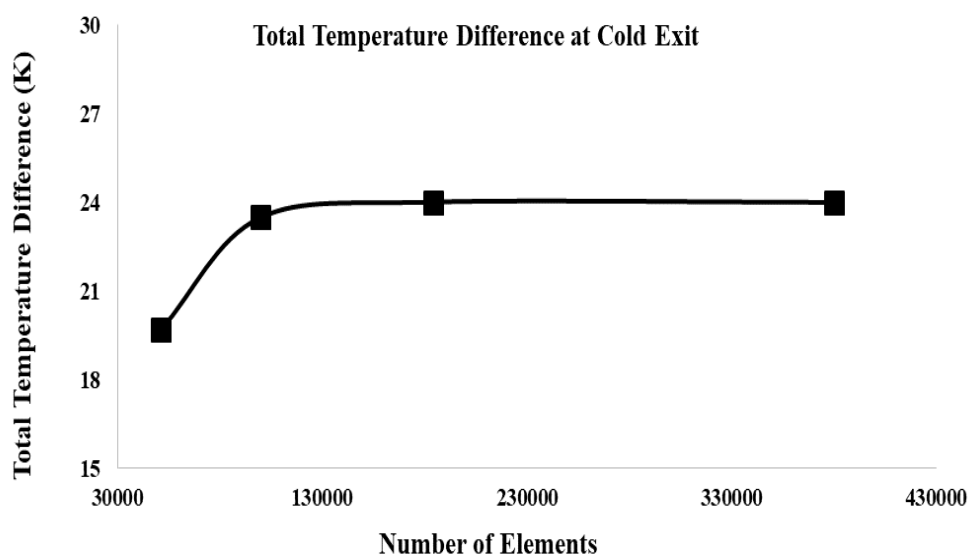
به منظور صحت‌سنجی نتایج عددی، در مقدار نسبت جرمی (دبی جرمی عبوری از خروجی سرد بر دبی جرمی ورودی نازل) ۰/۵ نتایج با نتایج آزمایشگاهی اسکای و همکاران [۳۶] مقایسه شده است. شرایط مرزی در این نسبت جرمی در جدول (۴) گزارش شده است.

در لوله‌های گردباده‌ای در شرایط ورودی ثابت، با تغییر میزان باز یا بسته بودن شیر کنترل می‌توان به کسر سرماهای مختلف و شرایط متفاوتی در خروجی‌ها دست یافت. بنابراین در روند حل نیز، شرایط ورودی همواره

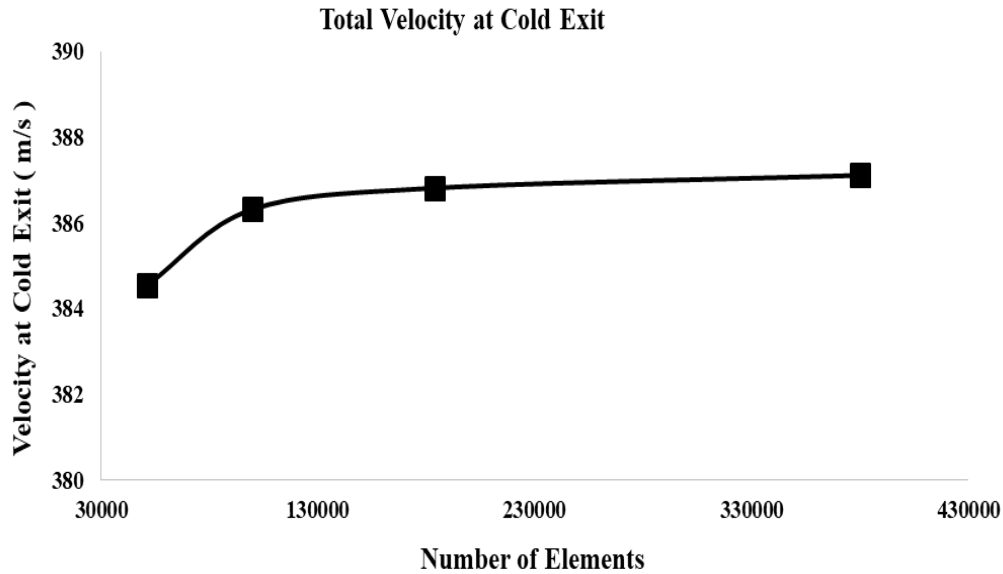
در کلیه حالت‌ها ثابت در نظر گرفته شده است. فشار خروجی سرد با فشار اندازه‌گیری شده در آزمایشات برابر فرض شده و فشار خروجی گرم با یک روند تکراری تغییر می‌کند تا کسر سرمای به دست آمده از مدل عددی با کسر سرمای انتخاب شده از نتایج تجربی برابر گردد.

جدول ۳- اندازه المان در تعداد شبکه‌های مختلف

Body Sizing -Element size (m)	تعداد المان
9×10^{-4}	۵۱۰۰۰
7×10^{-4}	۹۹۸۴۰
5×10^{-4}	۱۸۴۰۰۰
$3/7 \times 10^{-4}$	۳۸۰۰۰۰



شکل ۶- دمای کل در خروجی سرد در اندازه‌های مختلف



شکل ۷- سرعت کل در خروجی سرد در اندازه‌های مختلف

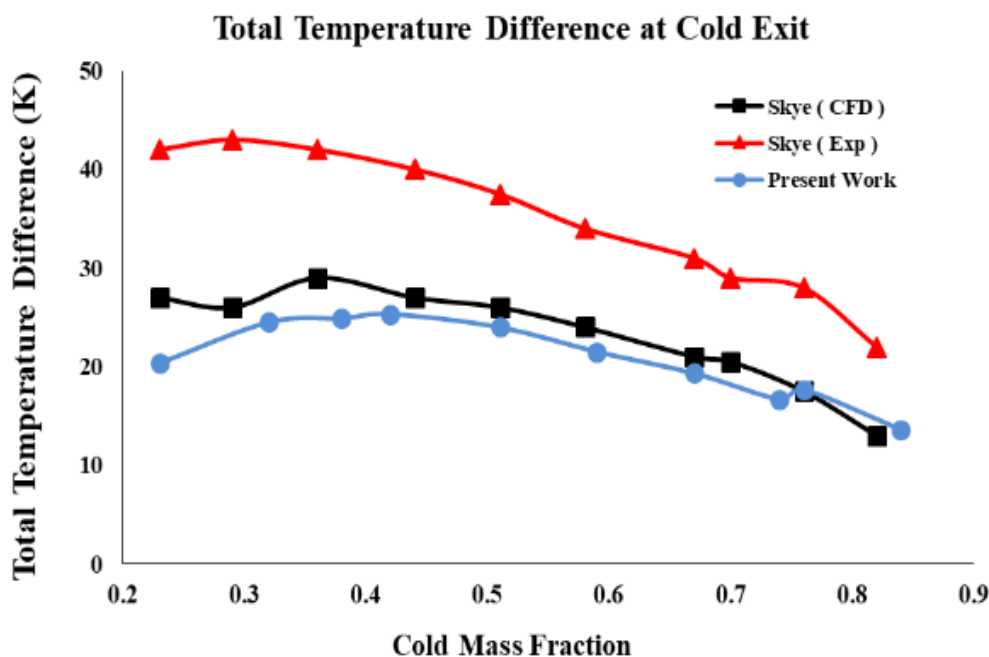
جدول ۴- شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای صحت‌سنجی [۳۶]

مقدار	کمیت
۸/۳۴ کیلو گرم بر ثانیه	دبی جرمی ورودی نازل
۲۹۴/۲ کلوبین	دمای کل ورودی نازل
۱۵۸۶۰ پاسکال	فشار استاتیک خروجی سرد
متغیر	فشار استاتیک خروجی گرم

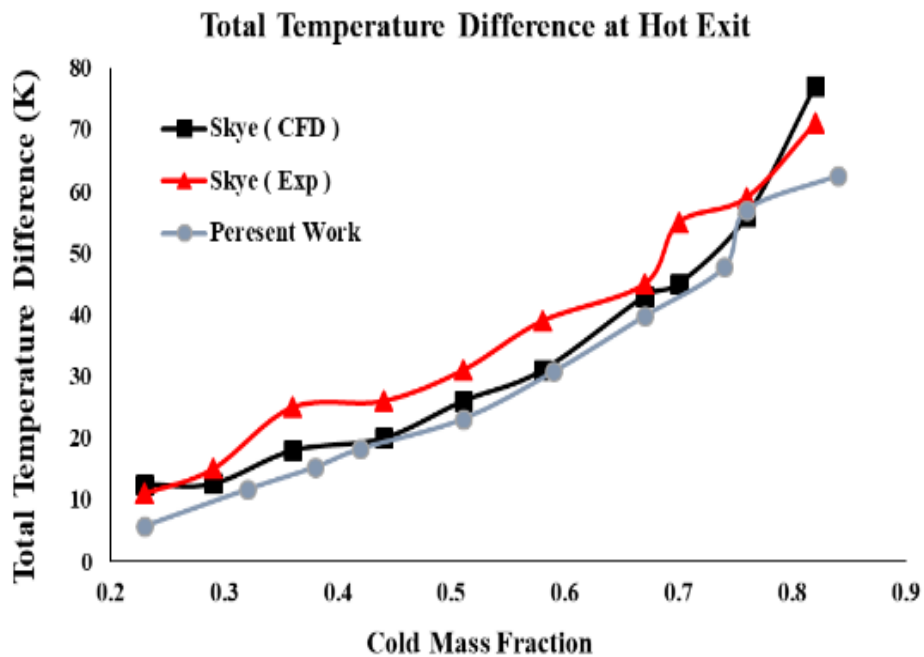
همانطور که عنوان شد، در ابتدا از مدل‌های مغشوش $k-\varepsilon$ استاندارد و $k-\varepsilon RNG$ در یک حالت خاص (کسر سرمای ۰/۵) استفاده شد. علیرغم اینکه انتظار می‌رفت مدل RNG در پیش‌بینی جریان چرخشی و جریان ثانویه بسیار برتر از مدل استاندارد عمل کند، نتایج موجود نشان از برتری جزئی آن داشت. لذا با توجه به روند همگرایی مناسب‌تر مدل استاندارد در این مساله، در نهایت از این مدل به منظور شبیه‌سازی اغتشاشات جریان استفاده شده است. پس از همگرایی کامل برای هر یک از کسر سرماها، شرایط عملکردی پیش‌بینی شده به کمک روش عددی با نتایج تجربی و عددی اسکای [۳۶] مقایسه گردیده‌اند. تقریباً در تمامی حالات‌ها نتایج به دست آمده در این مقاله، دقت بیشتری نسبت به نتایج عددی اسکای و نزدیکی قابل قبولی به نتایج تجربی دارند. بنابراین صحت روش عددی به کار رفته در پیش‌بینی هر چه بهتر شرایط عملکرد لوله گردباده‌ای به اثبات می‌رسد. و در مرحله بعدی استفاده از مدل عددی به منظور بررسی و تحلیل فیزیک جریان درون آن توجیه پذیر خواهد بود. مقایسه بر روی فشار خروجی‌های گرم و سرد، بیشینه اختلاف دمای ایجاد شده در خروجی سرد نسبت به ورودی و بیشینه اختلاف دمای ایجاد شده در خروجی گرم نسبت به ورودی، در کسر سرماهای مختلف انجام شده‌اند. به دلیل ایجاد نقطه سکون در وسایل اندازه‌گیری دما، مقادیر دمای گزارش شده از آزمایشات اسکای، دمای کل هستند. بنابراین به منظور برقراری مبنای مقایسه یکسان، از مقادیر دمای

کل خروجی‌های مدل عددی استفاده شده است. و اختلاف این دماها نسبت به دمای سیال ورودی گزارش شده‌اند. همانطور که در شکل (۸) مشخص است با افزایش کسر سرما اختلاف دمای خروجی سرد با ورودی کم شده است. زیرا جریان بیشتری از انتهای گرم بازگشته و به سمت خروجی گرم‌تر خواهد رفت. بنابراین لایه‌های بیرونی هسته جریان برگشتی گرم‌تر خواهد بود و انتقال حرارت موجود بین لایه‌های سیال، سبب افزایش دمای سرد، و کاهش اختلاف آن با ورودی خواهد شد. نتایج عددی اختلاف دمای خروجی سرد در کسر سرماهای پایین، با داده‌های آزمایشگاهی اختلاف دارند. دلیل این امر ایجاد جریان‌های برگشتی با دمایی متفاوت با دمای جریان سرد در مدل عددی و در این خروجی است. از دلایل دیگر این اختلاف می‌توان به موارد زیر اشاره کرد: ۱- در نظر نگرفتن محاسبات انتقال گرما از بدنه به محیط. ۲- خطاهای مربوط به حل عددی با مدل‌سازی توربولانس. ۳- مدل‌سازی محاسبات مربوط به اصطکاک دیواره و سیال و غیره. شکل (۹) نشان می‌دهد که مدل عددی استفاده شده به خوبی در کسر سرماهای پایین اختلاف دمای گرم را پیش‌بینی نموده است. لیکن در کسر سرماهای بالا اختلاف نتایج با نتایج آزمایشگاهی زیاد شده است. علت این امر به نحوه اعمال خروجی گرم باز می‌گردد، زیرا در نمونه آزمایشگاهی خروجی گرم یک خروجی محوری در ناحیه محیطی لوله است ولی در مدل عددی به دلیل غلبه بر ناپایداری حل، این بخش به صورت محیطی مدل شده است. اختلاف فشارها با نتایج تجربی نیز به همین علت هستند. وجود اختلاف فشار در این کسر سرماها با نتایج تجربی، سبب ایجاد این اختلاف دما شده‌اند.

شکل (۱۰) توزیع دمای کل در سرتاسر لوله برای نسبت جرمی‌های مختلف را نشان می‌دهد. بیشینه مقادیر برای دمای کل، در نزدیکی دیواره لوله گردباده‌ای ملاحظه می‌گردد و در دیواره به علت اعمال شرط مرزی عدم لغزش، دمای کل با افزایش مواجه است. در هسته مرکزی لوله دما نسبت به دیواره پایین‌تر می‌باشد و با حرکت جریان سیال از خروجی گرم به سمت سرد، کاهش ترجیحی دما را داریم. همچنین در این شکل افزایش دما در جهت شعاعی و به طرف دیواره لوله گردباده‌ای دیده می‌شود.

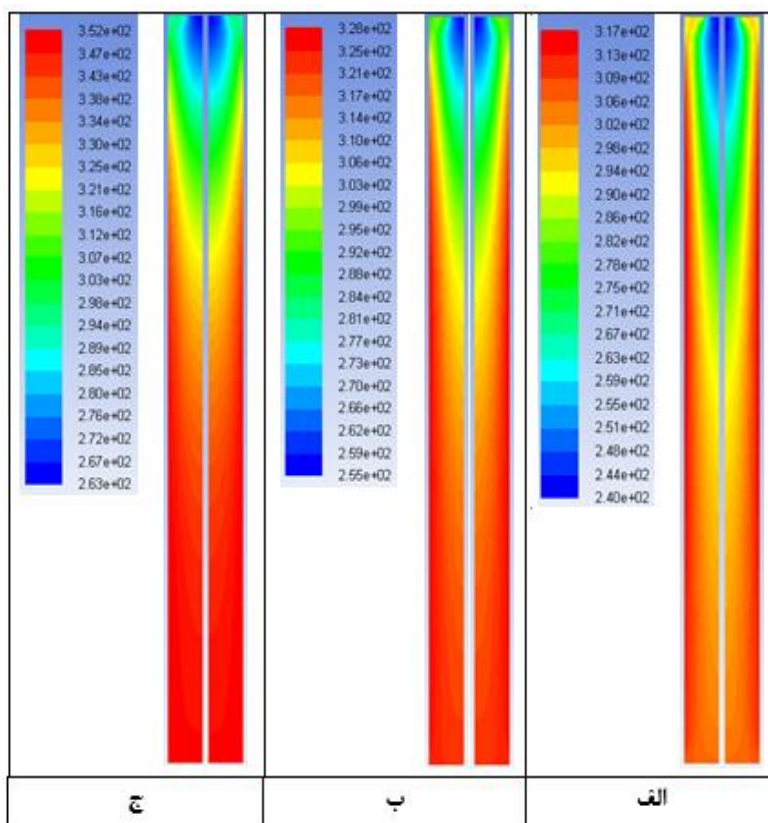


شکل ۸- جدایش دمای بدست آمده در خروجی سرد و مقایسه با نتایج تجربی

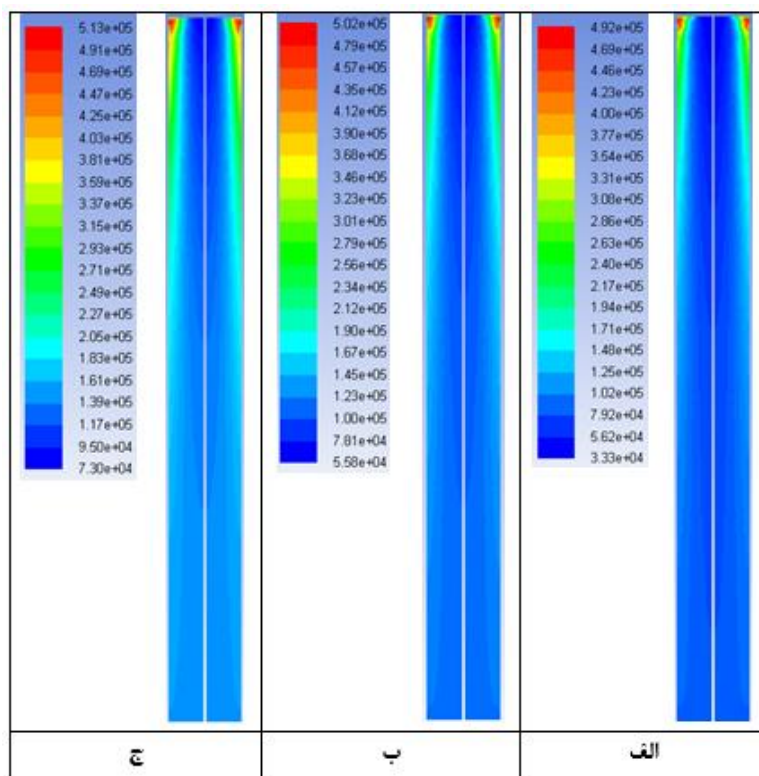


شکل ۹- جدایش دمای بدست آمده در خروجی گرم و مقایسه با نتایج تجربی

شکل (۱۱) توزیع فشار کل در سرتاسر لوله در نسبت جرمی‌های مختلف را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است بیشینه فشار کل در ورودی نازل به لوله می‌باشد و در خروجی سرد فشار کمینه می‌باشد. همچنین در جهت شعاعی فشار افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که افزایش نسبت جرمی بیشینه فشار کل افزایش می‌یابد.



شکل ۱۰- کانتور دمای کل (کلوین) در سرتاسر لوله (الف) نسبت جرمی ۰/۳۸، (ب) نسبت جرمی ۰/۵۹ و (ج) نسبت جرمی ۰/۷۶



شکل ۱۱- کانتور فشار کل (پاسکال) در سرتاسر لوله (الف) نسبت جرمی ۰/۳۸، (ب) نسبت جرمی ۰/۵۹ و (ج) نسبت جرمی ۰/۷۶

۴- نتایج شبیه‌سازی

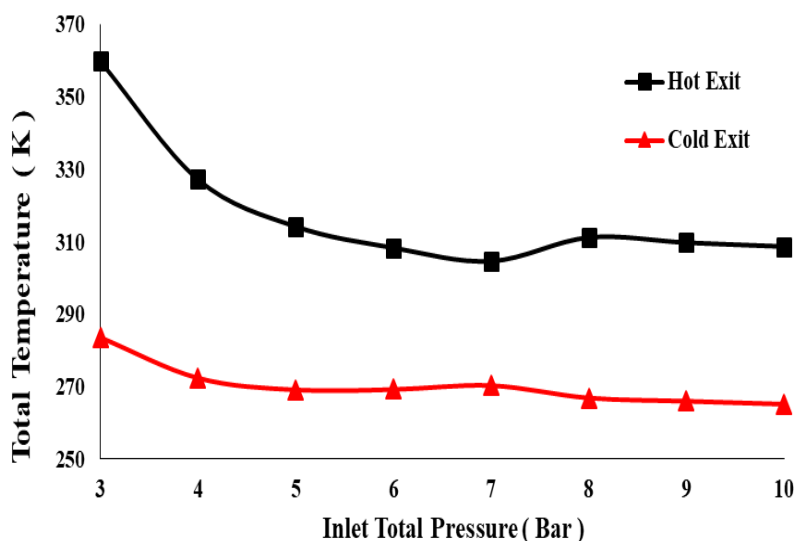
به منظور بررسی تاثیر فشار ورودی بر عملکرد لوله گردباده‌ای دو سناریو مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد. در سناریو اول فشار خروجی گرم و سرد ثابت نگه داشته می‌شود و فشار ورودی افزایش یا کاهش می‌یابد. در سناریو دوم مقدار فشار استاتیک خروجی سرد تغییر می‌کند تا با افزایش یا کاهش فشار ورودی، کسر دبی جرمی سرد در مقدار ۰/۵ ثابت نگه داشته شود. در ادامه به ارائه نتایج این دو سناریو پرداخته می‌شود.

۴-۱- سناریو اول: فشارهای خروجی ثابت

شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای این سناریو مطابق جدول (۵) می‌باشد. شکل ۱۲- مقدار دمای کل در خروجی گرم و سرد در سناریو اول را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش فشار ۳ تا ۷ بار دمای کل خروجی گرم کاهش می‌یابد و با افزایش فشار از ۷ تا ۸ بار دمای کل خروجی گرم افزایش و در ادامه با افزایش فشار ورودی دمای کل خروجی گرم کاهش می‌یابد. دمای کل خروجی سرد با افزایش فشار ورودی تقریباً نزولی می‌باشد. اما با نسبت به خروجی گرم شیب کمتری دارد.

جدول ۵- شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای سناریو اول

مقدار	کمیت
متغیر از ۳ تا ۱۰ بار	فشار کل ورودی نازل
۲۹۴/۲ کلوین	دمای کل ورودی نازل
۱۵۸۶۰ پاسکال	فشار استاتیک خروجی سرد
۱ بار	فشار استاتیک خروجی گرم

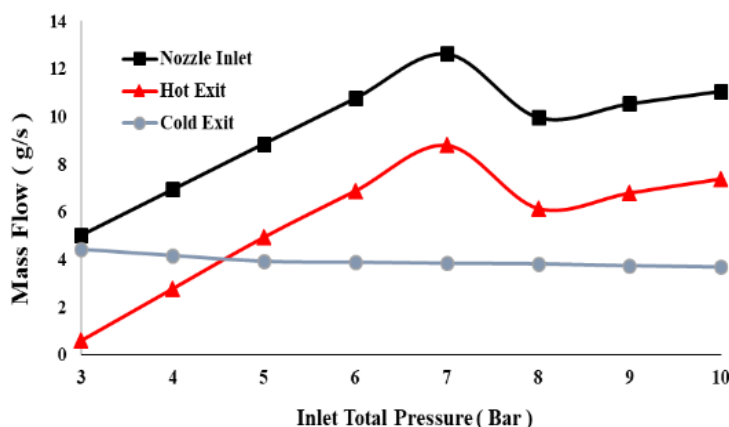


شکل ۱۲- دما در خروجی گرم و سرد در سناریو اول

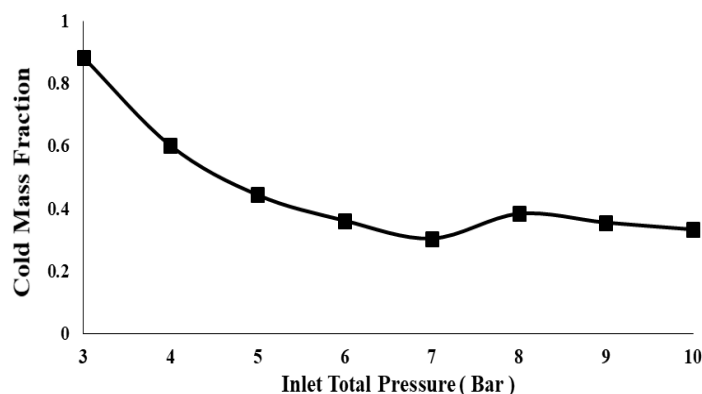
شکل (۱۳) مقدار دبی کل در ورودی نازل‌ها و خروجی گرم و سرد در سناریو اول را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش فشار ۳ تا ۷ دبی جرمی در ورودی نازل‌ها و خروجی گرم افزایش می‌یابد و با افزایش فشار از ۷ تا ۸ بار دبی جرمی در ورودی نازل‌ها و خروجی گرم کاهش و در ادامه با افزایش فشار ورودی این دو پارامتر افزایش می‌یابند.

مقدار دبی جرمی خروجی سرد با افزایش فشار ورودی به صورت ملایم سیر نزولی دارد. نسبت جرمی جریان سرد کلیدی‌ترین پارامتر در کنترل دمای جریان‌های خروجی سرد و گرم می‌باشد. شکل (۱۴) نمودار نسبت دبی جرمی سرد با افزایش فشار ورودی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود در فشار ورودی پایین نسبت جرمی جریان سرد نزدیک ۱ می‌باشد. این بدان معناست که بیشتر جریان ورودی از خروجی سرد خارج می‌شود. اما با افزایش فشار ورودی تا ۷ بار این مقدار کاهش می‌یابد. از ۷ تا ۸ بار این نسبت افزایش می‌یابد و ۸ بار به بالا دوباره این نسبت نزولی می‌شود.

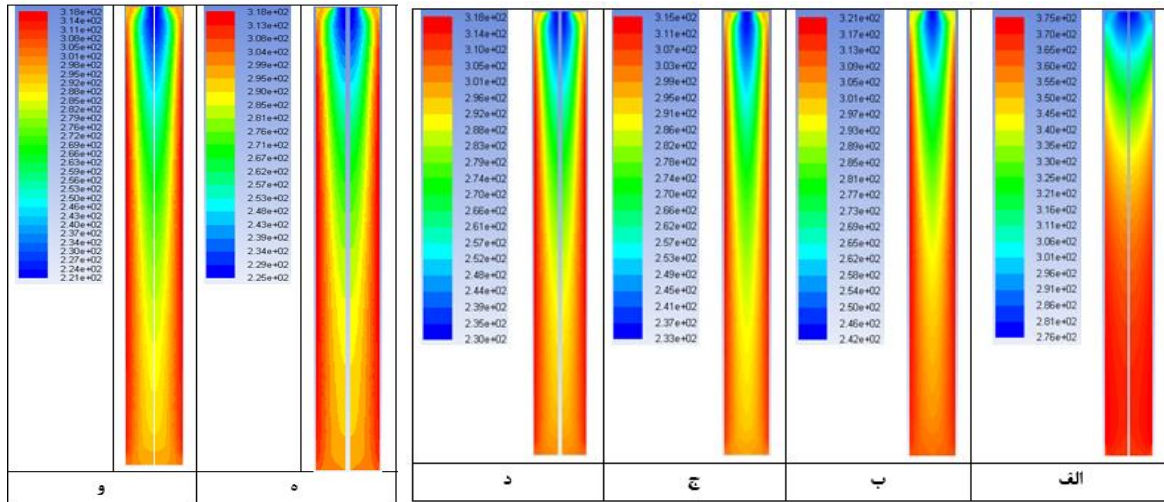
شکل (۱۵) توزیع دمای کل در سرتاسر لوله برای سناریو اول نشان می‌دهد. بیشینه مقادیر برای دمای کل، در نزدیکی دیواره لوله گردبادهای ملاحظه می‌گردد و در دیواره به علت اعمال شرط مرزی عدم لغزش، دمای کل با افزایش مواجه است. در هسته مرکزی لوله دما نسبت به دیواره پایین‌تر می‌باشد و با حرکت جریان سیال از خروجی گرم به سمت سرد، کاهش ترجیحی دما را داریم. همچنین در این شکل افزایش دما در جهت شعاعی و به طرف دیواره لوله گردبادهای دیده می‌شود.



شکل ۱۳- دبی جرمی در ورودی و خروجی‌ها در سناریو اول

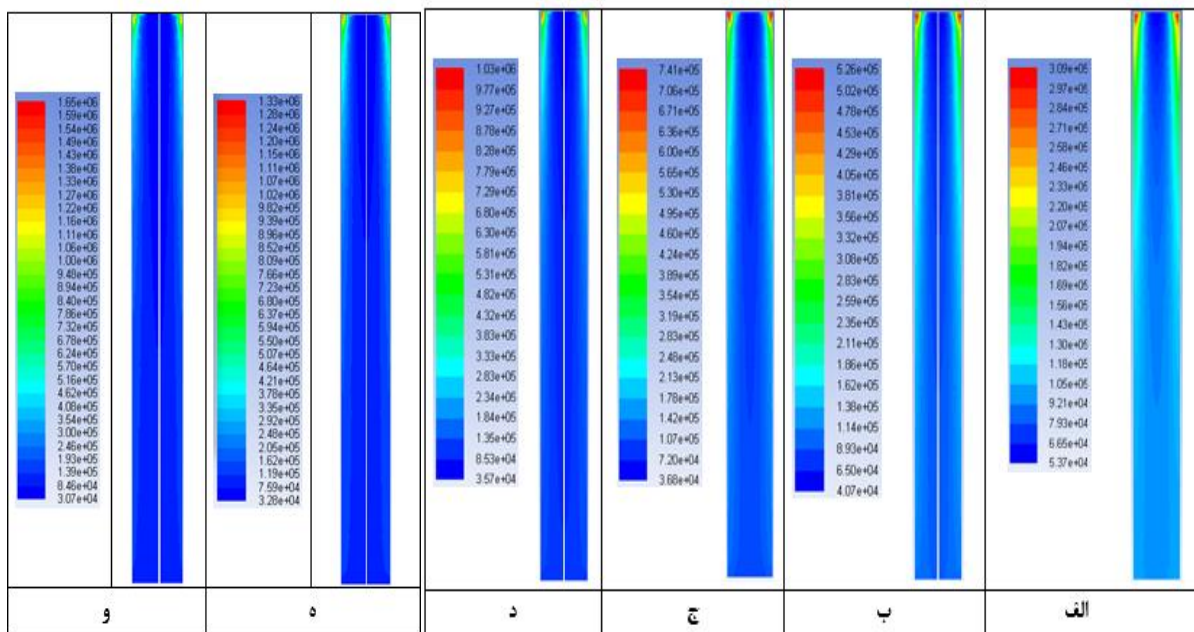


شکل ۱۴- نسبت دبی جرمی در خروجی سرد در سناریو اول



شکل ۱۵- کانتور دمای کل (کلوین) در سرتاسر لوله در سناریو اول الف- فشار ورودی ۳ بار ب- فشار ورودی ۵ بار ج- فشار ورودی ۵ بار د- فشار ورودی ۱۰ باره- فشار ورودی ۱۳ بار و- فشار ورودی ۱۶ بار

شکل (۱۶) توزیع فشار کل در سرتاسر لوله را برای سناریو اول نشان می‌دهد. می‌توان از این شکل نتیجه‌گیری کرد که پس از ورود ذره از نازل به درون لوله، درگ ناشی از اختلاف فشار ورودی و خروجی سرد باعث می‌شود تا ذره به سمت خروجی گرم حرکت کند (منطقه گرم). پس از عبور از منطقه ورودی به تدریج از گرادیان فشاری که باعث حرکت ذره به سمت خروجی گرم می‌شود کاسته می‌شود. بنابراین در نقطه‌ای سرعت افقی تعدادی از ذرات به صفر می‌رسد (نقطه سکون). سپس ذره به خاطر اختلاف فشار در راستای شعاعی سرعت پیدا می‌کند و به سمت مرکز می‌رود. در ناحیه نزدیک مرکز به خاطر اختلاف فشار موجود دوباره سرعت قابل توجهی پیدا می‌کند و از خروجی سرد به بیرون رانده می‌شود (منطقه سرد).



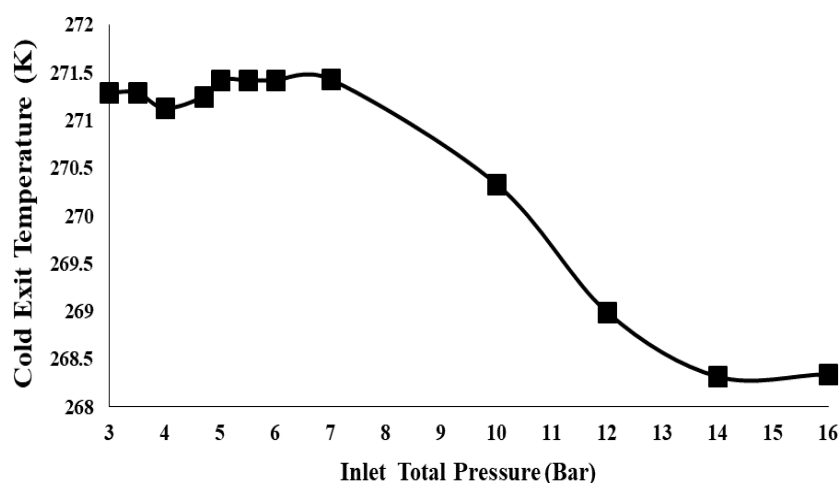
شکل ۱۶- کانتور فشار کل (پاسکال) در سرتاسر لوله در سناریو اول الف- فشار ورودی ۳ بار ب- فشار ورودی ۵ بار ج- فشار ورودی ۵ بار د- فشار ورودی ۱۰ باره- فشار ورودی ۱۳ بار و- فشار ورودی ۱۶ بار

۴-۲- سناریو دوم: نسبت دبی جرمی ثابت در خروج سرد

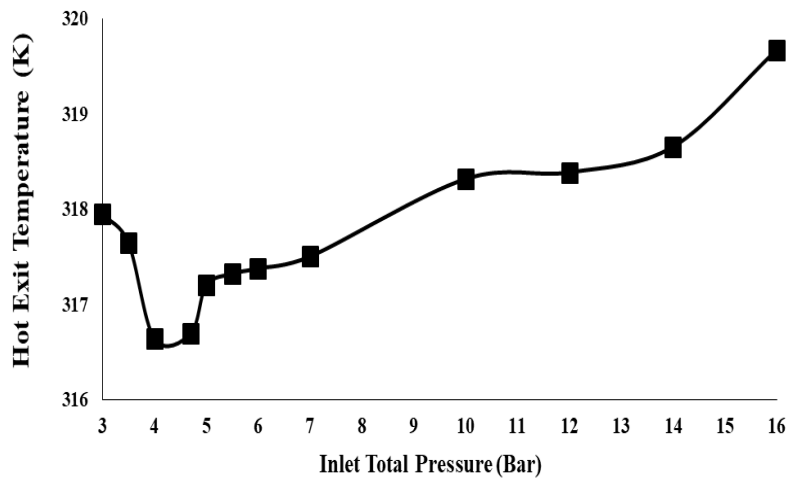
به منظور بررسی اثر فشار ورودی، عملکرد دستگاه تحت بازه فشار از ۳ تا ۱۰ بار مطالعه شده است. باید ذکر کرد که فشار معادل عملکرد آزمایشگاهی مدل اسکای برابر ۴/۸ بار می‌باشد. از این رو چند فشار کاری پایین و بالای این مقدار بررسی شده است. شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای این سناریو مطابق جدول می‌باشد. مطابق شکل (۱۷) با افزایش فشار ورودی، ابتدا دمای خروجی سرد افزایش می‌یابد که این مطابق انتظار و متناسب با نتایج مقالات قبلی در این زمینه می‌باشد. ولی در بازه ۳/۵ تا ۴ بار با افزایش فشار ورودی، دمای خروجی سرد به جای اینکه افزایش یابد، کاهش می‌یابد. از فشار ۴ بار تا ۷ بار افزایش فشار منجر به افزایش دمای خروجی سرد و در نتیجه کاهش میزان سرمایش تولید شده توسط لوله گردباده‌ای می‌گردد. با افزایش فشار هر چه بیشتر فشار ورودی تا ۱۶ بار دمای خروجی سرد کاهش یافته و میزان سرمایش بیشتر می‌شود. مطابق شکل (۱۸) روند کلی تغییرات دمای خروجی گرم به ازای افزایش فشار ورودی تا ۴ بار به صورت کاهشی می‌باشد. هر چند در بازه ۴ تا ۱۶ بار افزایش می‌یابد. همانطور که ذکر شد، لوله گردباده‌ای در اکثر کاربردهای صنعتی برای سرمایش استفاده می‌شود. نه گرمایش. به همین خاطر رفتار دما در خروجی سرد مهم‌تر از چگونگی رفتار آن در خروجی گرم است. در شکل (۱۸) ملاحظه می‌شود که در بازه فشاری ۳/۴۸ تا ۵ کمترین دمای مشاهده شده در خروجی سرد، مربوط به فشار کاری ۴/۲ بار می‌باشد.

جدول ۶- شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای سناریو دوم

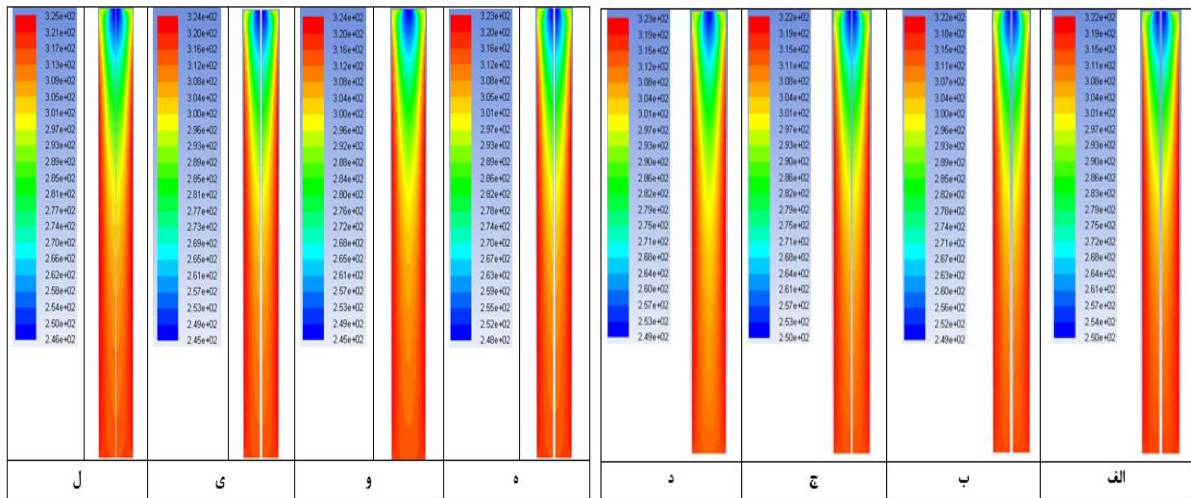
مقدار	کمیت
متغیر از ۳ تا ۱۰ بار	فشار کل ورودی نازل
۲۹۴/۲ کلوین	دمای کل ورودی نازل
۱۵۸۶۰ پاسکال	فشار استاتیک خروجی سرد
۰/۵	نسبت دبی جرمی ثابت در خروجی سرد



شکل ۱۷- دمای خروجی سرد در فشارهای ورودی مختلف



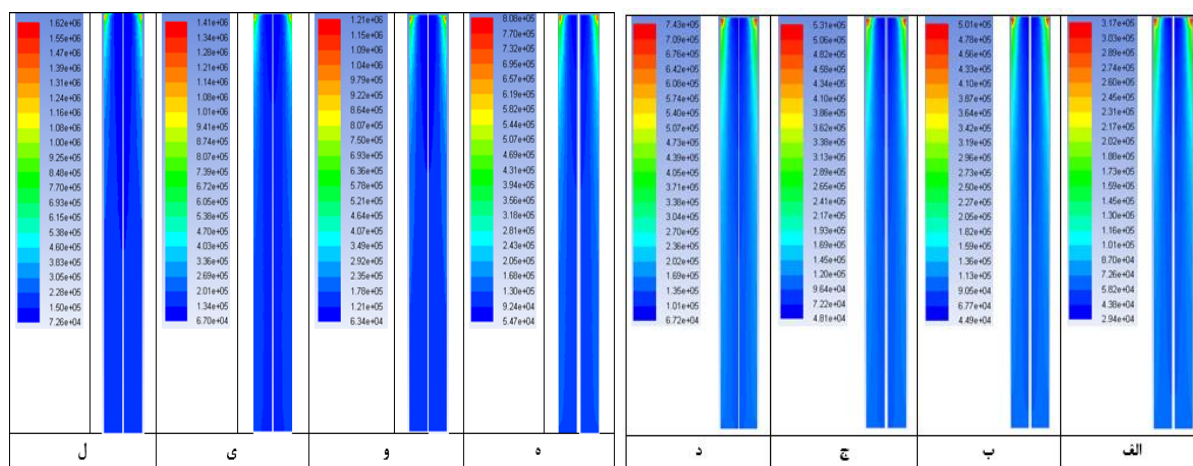
شکل ۱۸- دمای خروجی گرم در فشارهای ورودی مختلف



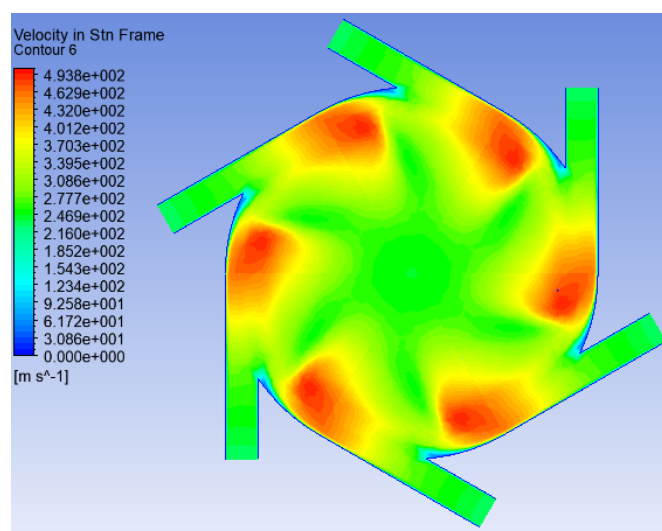
شکل ۱۹- کانتور دمای کل (کلوین) در سرتاسر لوله در سناریو دوم الف- فشار ورودی ۳ بار ب- فشار ورودی ۴/۸ بار ج- فشار ورودی ۵ بار د- فشار ورودی ۷ بار ه- فشار ورودی ۱۰ بار و- فشار ورودی ۱۲ بار ی- فشار ورودی ۱۴ بار ل- فشار ورودی ۱۶ بار

شکل (۱۹) توزیع دمای کل در سرتاسر لوله برای سناریو دوم نشان می‌دهد. بیشینه مقادیر برای دمای کل، در نزدیکی دیواره لوله گردباده‌ای ملاحظه می‌گردد و در دیواره به علت اعمال شرط مرزی عدم لغزش، دمای کل با افزایش مواجه است. در هسته مرکزی لوله دما نسبت به دیواره پایین‌تر می‌باشد و با حرکت جریان سیال از خروجی گرم به سمت سرد، کاهش ترجیحی دما را داریم. همچنین در این شکل افزایش دما در جهت شعاعی و به طرف دیواره لوله گردباده‌ای دیده می‌شود.

شکل (۲۰) توزیع فشار کل در سرتاسر لوله برای سناریو دوم نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود بیشینه فشار در ورودی نازل به لوله می‌باشد. آنالیز نحوه توزیع فشار در لوله گردباده‌ای به فهم خط مسیر جریان سیال کمک می‌کند. همانطور که در شکل نشان داده شده است به علت تراکم‌پذیری سیال مورد استفاده فشار کلی با ورود سیال به نازل کاهش پیوسته‌ای پیدا می‌کند اما در قسمت خروجی نازل یک موج شوکی ایجاد می‌شود که باعث افزایش فشار مجدد در داخل لوله می‌گردد.



شکل ۲۰- کانتور فشار کل (پاسکال) در سرتاسر لوله در سناریو دوم الف- فشار ورودی ۳ بار ب- فشار ورودی ۴/۸ بار ج- فشار ورودی ۵ بار د- فشار ورودی ۷ بار ه- فشار ورودی ۱۰ بار و- فشار ورودی ۱۲ بار ی- فشار ورودی ۱۴ بار ل- فشار ورودی ۱۶ بار



شکل ۲۱- کانتور توزیع سرعت در محفظه چرخش

تغییرات فشار در داخل لوله گردباده‌ای، تغییرات سرعت را به دنبال دارد. بنابراین بررسی سرعت در داخل میدان می‌تواند در کمک به فهم جریان موثر باشد. در شکل نحوه تغییرات سرعت را در داخل محفظه چرخش نمایش داده شده است. همانطور که از شکل (۲۱) مشاهده می‌شود، سرعت جریان در ورودی نازل پایین می‌باشد. با حرکت سیال در طول نازل و ورود آن به داخل محفظه چرخش، سرعت افزایش می‌یابد. با ادامه حرکت سیال در داخل محفظه، سرعت پس از رسیدن به بیشینه مقدار خود، کاهش می‌یابد و سرعت جریان یکباره کاهش می‌یابد. این اتفاق نشان می‌دهد که شوک در داخل محفظه چرخش ایجاد می‌شود که افت‌هایی در سیستم از جمله فشار را به وجود می‌آورد.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله با استفاده از نرم‌افزار Fluent و روش حجم محدود به مدل‌سازی پدیده جدایش انرژی در لوله گردباده‌ای پرداخته شد. هدف این مقاله بررسی و مطالعه اثر پارامتر فشار ورودی است. حل عددی با نتایج

آزمایشگاهی اعتبار سنجی شده است. بررسی‌ها برای یافتن فشار ورودی بهینه جهت کاهش دمای خروجی سرد (افزایش میزان سرمایش) و نیز افزایش دمای خروجی گرم (افزایش میزان سرمایش) انجام شد. نتیجه نشان داد که:

- ۱- فشار کاری مناسب هم سبب افزایش میزان سرمایش و گرمایش و هم کاهش هزینه می‌شود. برای لوله گرابه‌ای بررسی شده در این پژوهش، فشار کاری مناسب ۴/۸ بار توصیه می‌گردد.
- ۲- با افزایش فشار ورودی نقطه پر فشار از، ورودی دور می‌شود و به مقطع خروجی نازل نزدیک می‌شود.
- ۳- کلیدی‌ترین پارامتر در کنترل جریان خروجی گرم و خروجی سرد نسبت کسر جرمی در خروجی سرد می‌باشد. برای اهداف سرمایشی معمولاً از نسبت کسر جرمی‌های سرد پایین (تقریباً ۰/۳) استفاده می‌شود. این کار باعث جدایش بالاتری در خروجی سرد می‌شود. و برای اهداف گرمایشی نسبت کسر جرمی‌های تقریباً ۰/۸ توصیه می‌شود.

مراجع

- [1] Fulton, C.D., "Ranque's Tube", Journal of the American Society of Refrigerating Engineers, Vol. 58, pp. 473-479, (1950).
- [2] Gao, C.M., Bosschaart, K.J., Zeegers, J.C.H., and de Waele, A.T.A.M., "Experimental Study on the Ranque-hilsch Vortex Tube", Technische Universiteit Eindhoven, Vol. 45(3), pp. 173-183, (2005).
- [3] Exair, "Vortex Tubes and Spot Cooling Products", www.Exair.com.
- [4] P. A. H., Ltd., "Refrigeration", www.p-a-hilton.co.uk.
- [5] I. A., Managment, "Vortec Air Guns", www.vortc.com.
- [6] Ahlborn, B., and Groves, S., "Secondary Flow in a Vortex Tube", Fluid Dynamics Research, Vol. 21, pp. 73, (1997).
- [7] Ranque, G.J., "Experiences Sur la Détente Giratoire Avec Simultanes d'un Echappement d'air Chaud et d'un Enchappement d'air Froid", Journal de Physique et Le Radium, Vol. 4, pp. 112- 114, (1933).
- [8] Hilsch, R., "Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteproze", Journal Zeitschrift für Naturforschung, Vol. 1, pp. 208-214, (1946).
- [9] Thakare, H.R., Monde, A., Patil, B.S., and Parekh, A.D., "Numerical Investigation of Flow Characteristics in Counter Flow Vortex Tube", Procedia Engineering, Vol. 127, pp. 170-176, (2015).
- [10] Rafiee, S.E., and Sadeghiazad, M.M., "Experimental and 3D CFD Investigation on Heat Transfer and Energy Separation Inside a Counter Flow Vortex Tube using Different Shapes of Hot Control Valves", Applied Thermal Engineering, Vol. 110, pp. 648-664, (2017).

- [11] Sarifudin, A., Wijayanto, D.S., Widiastuti, I., and Pambudi, N.A., "Dataset of Comprehensive Thermal Performance on Cooling the Hot Tube Surfaces of Vortex Tube at Different Pressure and Fraction", *Data in Brief*, Vol. 30, Article Number. 105611, <https://doi.org/10.1016/j.dib.2020.105611>, (2020).
- [12] Rafiee, S.E., and Sadeghiazad, M.M., "Improving the Energetical Performance of Vortex Tubes Based on a Comparison Between Parallel, Ranque-hilsch and Double-circuit Vortex Tubes using Both Experimental and CFD Approaches", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 123, pp. 1223-1236, (2017).
- [13] Lagrandeur, J., Croquer, S., Poncet, S., and Sorin, M., "Exergy Analysis of the Flow Process and Exergetic Optimization of Counterflow Vortex Tubes Working with Air", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 152, Article Number. 119527, (2020).
- [14] Shamsoddini, R., and Khorasani, A.F., "A New Approach to Study and Optimize Cooling Performance of a Ranque–Hilsch Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35(8), pp. 2339-2348, (2012).
- [15] Gutak, A.D., "Experimental Investigation and Industrial Application of Ranque-Hilsch Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 49, pp. 93-98, (2015).
- [16] Shamsoddini, R., and Abolpour, B., "A Geometric Model for a Vortex Tube Based on Numerical Analysis to Reduce the Effect of Nozzle Number", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 94, pp.49-58, (2018).
- [17] Li, N., Jiang, G., Fu, L., Tang, L., and Chen, G., "Experimental Study of the Impacts of Cold Mass Fraction on Internal Parameters of a Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 104, pp. 151-160, (2019).
- [18] Saidi, M.H., and Yazdi, M.A., "Exergy Model of a Vortex Tube System with Experimental Results", *Energy*, Vol. 24(7), pp. 625-632, (1999).
- [19] Dorzhiev, S.S., Bazarova, E.G., Pimenov, S.V., and Dorzhiev, S.S., "Application of Renewable Energy Sources for Water Extraction from Atmospheric Air", *Energy Reports*, Vol. 7, pp. 343-357, (2021).
- [20] Martin, R.W., and Zilm, K.W., "Variable Temperature System using Vortex Tube Cooling and Fiber Optic Temperature Measurement for Low Temperature Magic Angle Spinning NMR", *Journal of Magnetic Resonance*, Vol. 168(2), pp. 202-209, (2004).
- [21] Kandil, H.A., and Abdelghany, S.T., "Computational Investigation of Different Effects on the Performance of the Ranque–Hilsch Vortex Tube", *Energy*, Vol. 84, pp. 207-218, (2015).
- [22] Fulton, C.D., "Comments on the Vortex Tube", *Journal of American Society of Refrigerating Engineers (A.S.R.E. Journal)*, Vol. 59, pp. 984, (1951).
- [23] Kassner, R., and Knoernschild, E., "Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow", *Wright-patterson Air Force Base, Technical Report, F-TR-2198ND*, (1984).
- [24] Nilotpala, B., and Sinhamahapatra, K.P., "Numerical Analysis on the Heat and Work Transfer Due to Shear in a Hot Cascade Ranque–Hilsch Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 68, pp. 161-176, (2016).
- [25] Elser, K., and Hoch, M., "Das Verhalten Verschiedener Gase und die Trennung von Gasmischen in einem Wirbelrohr", *Journal Zeitschrift für Naturforschung A, (Z. Naturf)*,

Vol. 6a, pp. 25-31, (1951).

[26] Taparia, N., Ritesh Kumar, C., Kanwar, L., and Verma, D., "Fabrication and Experimental Analysis on L and D Ratio of Vortex Tube", *Journal of Applied Mechanical Engineering*, Vol. 5(4), pp. 1-4, (2016).

[27] Jafargholinejad, S., and Heydari, N., "Simulation of Vortex Tube using Natural Gas as Working Fluid with Application in City Gas Stations", *12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, July 11-13, Costa del Sol, Spain, pp. 327-331, (2016).

[28] Li, N., Zeng, Z.Y., Wang, Z., Han, X.H., and Chen, G.M., "Experimental Study of the Energy Separation in a Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 55, pp. 93-101, (2015).

[29] Rao, K.K.K., Ramesh, A., Rajesh, M., Naga, G., and Rao, M., "Experimental Analysis of Vortex Tube by Varying the Geometry and Material a Review", *Journal of Mechanical Engineering and Biomechanics*, Vol. 1, pp. 1-13, (2016).

[30] Ouadha, A., Baghdad, M., and Addad, Y., "Effects of Variable Thermophysical Properties on Flow and Energy Separation in a Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36(8), pp. 2426-2437, (2013).

[31] Li, N., Jiang, G., Fu, L., Tang, L., and Chen, G., "Experimental Study of the Impacts of Cold Mass Fraction on Internal Parameters of a Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 104, pp. 151-160, (2019).

[32] Kirmaci, V., and Uluer, O., "An Experimental Investigation of the Cold Mass Fraction, Nozzle Number and Inlet Pressure Effects on Performance of Counter Flow Vortex Tube", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 131, pp. 603-609, (2009).

[33] Shamsoddini, R., and Hossein Nezhad, A., "Numerical Analysis of the Effects of Nozzles Number on the Flow and Power of Cooling of a Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 774-782, (2010).

[34] Behera, U., Paula, P.J., Kasthuriengan, S., Karunanithi, R., Ram, S.N., Dinesh, K., and Jacobb, S., "CFD Analysis and Experimental Investigations Towards Optimizing the Parameters of Ranque-Hilsch Vortex Tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1961-1973, (2005).

[35] Ameri, M., and Behnia, B., "The Study of Key Design Parameters Effects on the Vortex Tube Performance", *Journal of Thermal Science*, Vol. 18, Article Number. 370, (2009).

[36] Skye, H.M., Nellis, G.F., and Klein, S.A., "Comparison of CFD Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 71-80, (2006).

Abstract

A vortex tube is a mechanical device for separating a stream of compressed air into two streams of colder and warmer air than the inlet stream at the same time. Simple design, small volume and no need for repair, caused this dual-purpose device to be considered in the industry. In the paper, using simulation and computational fluid dynamics technique, the effect of inlet air pressure on the performance of a vortex tube device has been investigated. To solve the flow field equations, the k- ϵ turbulence model is used and the model geometry is considered constant. The results show that each vortex pipe has an optimal working pressure that is both economically and economically justifiable. This working pressure was 4.8 bar in the current project. The simulation results show that for cooling purposes, using a mass ratio of 0.3 will cause a higher separation in the cold output and for heating purposes, it is recommended to use a cold mass ratio of about 0.8.