



بررسی تجربی سیستم خنک کاری با اسپری آب دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت

نعمت‌اله فولادی^{۱*}، سید احمدرضا میربابایی^۲، مهدی خسرو انجم^۱

^۱ پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی، پژوهشگاه فضایی ایران، تهران، ایران
^۲ دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۰۷-۲۳
بازنگری: ۱۳۹۷-۱۱-۲۷
پذیرش: ۱۳۹۸-۰۱-۲۵
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۲-۰۲

کلمات کلیدی:

دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت
شبیه‌سازی خلاء
خنک کاری با اسپری آب
ذرات اکسید آلومینیوم
تست تجربی

خلاصه: به منظور آزمون عملکرد موتورهای مورد استفاده در ارتفاعات بالا از سکوی شبیه‌ساز ارتفاع مجهز به دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت استفاده می‌شود. غالباً، دمای گاز خروجی از نازل این موتورها بسیار بالاتر از حد تحمل بدنه فلزی دیفیوزر است. در تست موتورهای سوخت جامد برخورد ذرات اکسید آلومینیوم با دمای بالاتر از ۲۵۰۰ درجه سانتی‌گراد به دیواره دیفیوزر شرایط انتقال حرارت را در محل برخورد بحرانی می‌کند. هدف تحقیق حاضر ارزیابی روش خنک کاری با اسپری آب بدنه فلزی یک دیفیوزر با انجام تست‌های تجربی با یک موتور سوخت جامد آزمایشگاهی می‌باشد. ابتدا به منظور شناسایی نقاط بحرانی دمایی، تست موتور با فشار متوسط ۶۰ بار و دمای محفظه ۳۱۰۰ درجه سانتی‌گراد در شبیه‌ساز خلاء بدون خنک کاری دیفیوزر فلزی انجام شده است. نتایج حاکی از رسیدن دمای بدنه دیفیوزر در ناحیه ورودی و همگرایی به دمای بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد است، به طوری که منجر به ذوب و سوراخ شدن بدنه دیفیوزر در این ناحیه شده است. در ادامه دو تست دیگر با فشارهای موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار به همراه خنک کاری بدنه دیفیوزر با اسپری آب انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که در دو تست خنک کاری انجام شده بیشترین دما در سطح بیرونی دیفیوزر به مقادیری کمتر از ۲۰۰ و ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد رسیده و تا انتهای تست ثابت مانده است. همگرا شدن بیشینه دماهای ثبت شده در سطح بیرونی دیفیوزر به دماهای مورد انتظار در این تست‌ها تأییدی بر عملکرد مناسب سیستم خنک کاری طراحی شده می‌باشد.

۱- مقدمه

تجهیزات تست ارتفاع شامل زیرسیستم‌های متفاوتی می‌باشد که مهم‌ترین آن‌ها دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت است. در عمل گازهای احتراقی خروجی از نازل که در دیفیوزر جریان دارند، دمایی بالاتر از ۲۲۰۰ درجه سانتی‌گراد دارند و این امر حفاظت حرارتی بدنه دیفیوزر را با چالش مواجه می‌سازد. بنابراین طراحی و تحلیل یک سیستم خنک کاری به گونه‌ای که دمای بالای گازها به بدنه دیفیوزر لطمه‌ای وارد نکند، در انجام تست ارتفاع ضروری است. پدیده انتقال حرارت در یک دیفیوزر خروجی گاز مافوق صوت از فیزیک پیچیده‌ای برخوردار است. جریان گازهای احتراقی با سرعت نزدیک به ۳۰۰۰ متر بر ثانیه که حاوی ذرات اکسید آلومینیوم است به دیواره ورودی دیفیوزر برخورد می‌کند. در ادامه زنجیره‌ای از امواج ضربه‌ای در جریان این گازها در داخل دیفیوزر شکل می‌گیرد که باعث افزایش فشار و دمای استاتیک این گازها می‌شود. تخمین ضریب انتقال حرارت این بخش از سیال که حاوی ذرات دما بالای اکسید

سامانه‌های انتقال مداری به منظور قرار دادن فضاپیماها و ماهواره‌ها در مدارهای مشخصی در اطراف زمین به کار می‌روند. یکی از پیشران‌های محبوب این سامانه‌ها موتورهای سوخت جامد هستند که معمولاً در مراحل بالای فضاپیماها به عنوان سیستم پیشران اصلی در کنترل مداری و تثبیت موقعیت ماهواره‌ها استفاده می‌شوند. نازل‌های اینگونه موتورها برای کارکرد بهینه در شرایط کم فشار موجود در ارتفاع بالا از نسبت انبساط بالایی برخوردارند. هنگامی که این نازل‌ها روی سطح زمین تست می‌شوند، به علت جدایش جریان درون نازل، عملکرد دقیق آن‌ها قابل ارزیابی نیست. لذا برای به دست آوردن عملکرد مناسب نازل در فشار خروجی بالاتر از طراحی (فشار اتمسفر محلی)، از تجهیزات تست ارتفاع جهت شبیه‌سازی محیط خلاء در اطراف نازل استفاده می‌شود [۱ و ۲].

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: n.fouladi@isrc.ac.ir



آلومینیوم است در این مسئله دشوار است.

مطالعه تاریخیچه تحقیق نشان می‌دهد که در مورد طراحی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر استند خلأ، گزارش‌های بسیار نادری موجود است. بخشی از کارهای صورت گرفته در این زمینه شامل گزارش‌های صنعتی و آکادمیک از طراحی و تحلیل تجربی دیفیوزر گاز گرم می‌باشد [۲ و ۳]. در اکثر این گزارش‌ها در مورد چگونگی طراحی و مشخصات سیستم خنک‌کاری مورد استفاده جزئیاتی ارائه نشده است. تروت و مک‌کوی [۴] پدیده انتقال حرارت در یک دیفیوزر خروجی گاز لوله مستقیم به صورت تحلیلی مورد بررسی قرار دادند. روابط تحلیلی ارائه شده توسط آن‌ها دارای پارامترهای مجهولی است که مقادیر آن‌ها بدون تست تجربی و یا تحلیل عددی مشخص نیست. در این مرجع در خصوص فیزیک حاکم بر انتقال حرارت و تاثیر قابل توجه ذرات اکسید آلومینیوم بر آن اطلاعات مفیدی ارائه شده است. موضوع پژوهش انجام گرفته توسط ییم و همکاران [۵]، در خصوص طراحی دیفیوزر گاز گرم و دفع حرارت از بدنه دیفیوزر توسط یک سیستم خنک‌کاری با جداره آبی می‌باشد. در این مرجع با رویکرد شبیه‌سازی عددی تاثیر فشار محفظه احتراق بر میزان شار حرارتی عبوری از دیواره دیفیوزر مورد بررسی قرار گرفته است. آنامالا و همکاران [۶] برای خنک‌کاری بدنه فلزی دیفیوزر لوله مستقیم از روش اسپری آب استفاده نموده‌اند. متاسفانه در این پژوهش در ارتباط با روش طراحی و تحلیل سیستم خنک‌کاری اطلاعاتی ارائه نشده است. در حال حاضر در داخل کشور شواهدی دال بر استفاده از سیستم خنک‌کاری برای حفاظت از بدنه دیفیوزر استند خلأ وجود ندارد. در پژوهشکده سامانه‌های حمل‌ونقل فضایی از دیفیوزر کامپوزیتی فناشونده در استند خلأ استفاده می‌شود. این روش با توجه به تجربه‌ای که در ساخت و استفاده از آن در پژوهشکده مزبور وجود دارد دارای معایبی است که از جمله آن‌ها می‌توان به هزینه ساخت بالا، زمانبر بودن ساخت و همچنین از بین رفتن آن بعد انجام هر تست نام برد. همچنین با توجه به کیفیت پایین ساخت این بدنه‌ها در داخل کشور، به دلیل جدا شدن تکه‌های بزرگ الیاف کامپوزیتی از سطح داخلی آن، اغتشاش قابل توجهی در عملکرد دیفیوزر ایجاد می‌شود. در مراجع [۷] و [۸]، در خصوص ناکارآمد بودن بدنه‌های فناشونده مورد استفاده در استند خلأ اطلاعاتی قید شده است. این در حالی است که استفاده از دیفیوزر با بدنه فلزی و خنک‌کاری آن

از نظر کیفیت نتایج و همچنین صرفه اقتصادی برای این تست‌ها مطلوب می‌باشد.

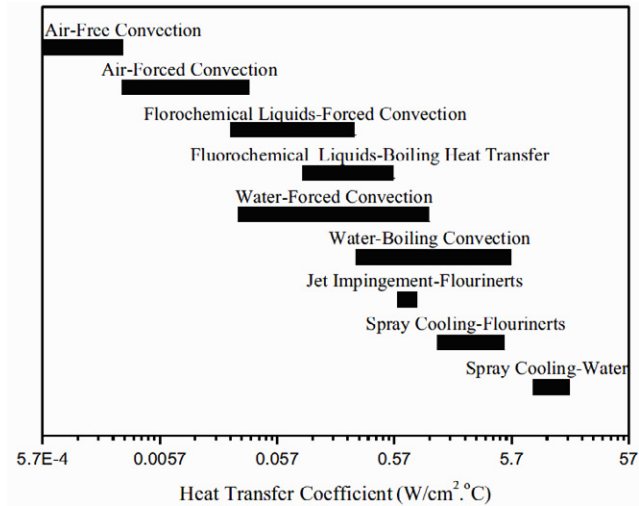
خنک‌کاری با اسپری آب کاربردهای متنوعی در صنایع مختلف از جمله صنایع ماهواره و تجهیزات ماهواره‌برها، تجهیزات پزشکی، صنایع فولاد، صنایع پتروشیمی دارد [۹]. با وجود تحقیقات گسترده انجام شده در این زمینه هنوز محققین بسیاری در این عرصه کاربردی مشغول فعالیت هستند [۱۰ و ۱۱]. این روش خنک‌کاری یک پدیده بسیار پیچیده است که پارامترهای متنوعی در عملکرد آن تأثیرگذارند و این امر باعث می‌شود که نتوان یک نتیجه‌گیری کلی از عملکرد آن برای مسائل مختلف تعمیم داد [۱۲]. زیرا هرکدام از روابط تجربی و نتایج ارائه شده در مراجع با سیستم‌های متفاوت و برای کاربرد خاص به دست آمده‌اند. از این رو، انجام تست‌های آزمایشگاهی برای کسب اطمینان از عملکرد مناسب سیستم خنک‌کاری طراحی شده در این تحقیق الزامی است. هدف تحقیق حاضر بررسی تجربی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر استند خلأ با روش اسپری آب است. برای این منظور بعد از ارائه روش طراحی سیستم خنک‌کاری، تست‌های مقیاس کوچک با استفاده از موتور آزمایشگاهی سی-استار تعریف شده است. با انجام این تست‌ها و تحلیل نتایج آن‌ها عملکرد سیستم خنک‌کاری مورد ارزیابی دقیق قرار گرفته است.

در ادامه، در بخش ۲ کلیات تحقیق که شامل روش خنک‌کاری با اسپری آب، پارامترهای مهم در طراحی و فیزیک حاکم بر جریان گازهای احتراقی در یک دیفیوزر استند خلأ می‌باشد، شرح داده شده است. سپس مسئله خنک‌کاری در این تحقیق معرفی شده است. در بخش ۳ مراحل طراحی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر استند خلأ به طور خلاصه شرح داده شده است. در بخش ۴ تجهیزات تست تجربی مورد استفاده در این تحقیق معرفی شده است. در بخش ۵ نتایج تست‌های تجربی ارائه شده و مورد بحث قرار گرفته است.

۲- کلیات تحقیق

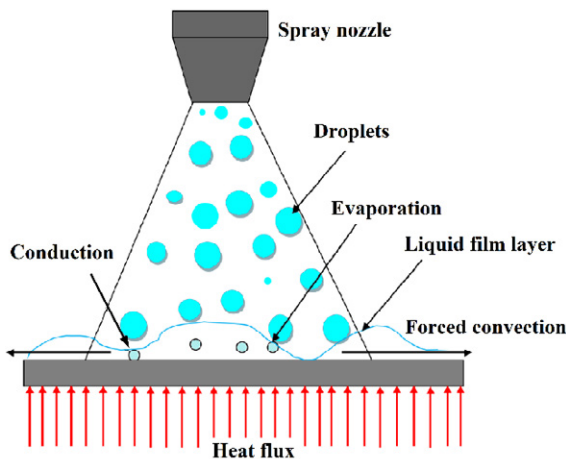
۲-۱- روش خنک‌کاری با اسپری آب

در شکل ۱ روش‌های مختلف خنک‌کاری بر اساس بازه‌های ضریب انتقال حرارت قابل حصول با این روش‌ها دسته‌بندی شده‌اند [۱۲]. مطابق شکل از میان روش‌های معرفی شده، بیشترین ضریب انتقال حرارت قابل حصول با روش اسپری آب امکان‌پذیر است. در این



شکل ۱: مقایسه ضریب انتقال حرارت در روش‌های مختلف خنک‌کاری [۱۲]

Fig. 1: Comparison of the heat transfer coefficient in different cooling methods [12]



شکل ۲: اسپری آب روی سطح خنک‌شونده [۷].

Fig. 2: Water spray on the cooled surface

عدد وبر^۱ اشاره نمود.

قابل ذکر است که نصب و راه‌اندازی این سیستم دقت بالایی را می‌طلبد. با توجه به کوچک بودن قطر اوریفیس نازل اسپری در صورت عدم استفاده از فیلترهای مناسب امکان گرفتگی آن‌ها وجود دارد. همچنین محور نازل‌های اسپری باید کاملاً عمود بر سطح دیفیوزر نصب شوند. سطح استوانه‌ای دیفیوزر باید توسط اسپری آب به طور کامل پوشش داده شود. اگر هرکدام از این عوامل به دقت رعایت نشوند باعث ناکارآمدی سیستم خنک‌کاری شده و منجر به ایجاد نقاط دما بالا روی سطح می‌شوند. این امر ممکن است باعث سوراخ شدن دیفیوزر و خرابی تست بشود.

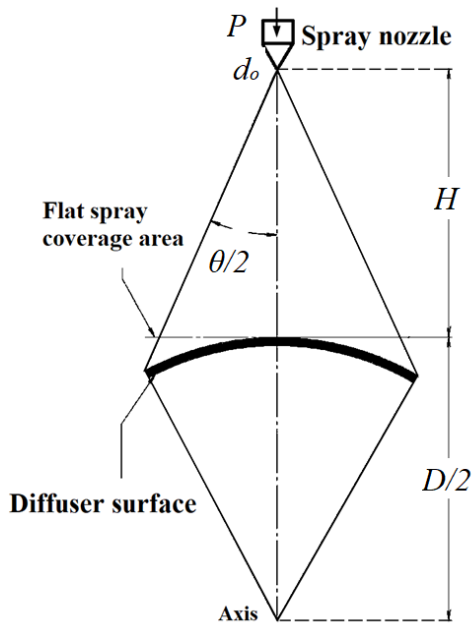
یک نازل اسپری به تنهایی سطح محدودی را به لحاظ تامین

تحقیق روش اسپری آب برای خنک‌کاری دیفیوزر مورد بررسی قرار گرفته است. دلیل عمده استفاده از این روش هزینه‌های پایین ساخت، انعطاف‌پذیری بالای این روش در مقابل تغییرات هندسی دیفیوزر و البته کارایی زیاد آن برای دفع بازه بزرگی از شارهای حرارتی است.

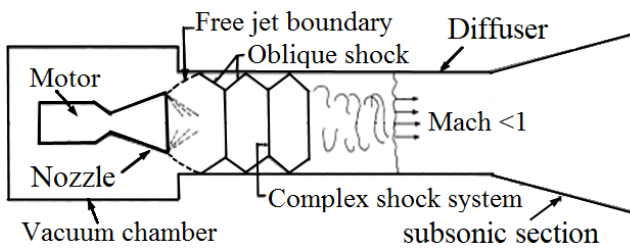
در روش خنک‌کاری با اسپری، سیال (عمدتاً آب) با عبور از یک نازل به صورت اتمیزه شده بر روی سطح مورد خنک‌کاری پخش می‌شود. با برخورد قطرات ریز مایع خنک‌کننده به سطح جسم، گرمای سطح از طریق رسانش گرمایی، همرفت و تابش دفع می‌شود. با برخورد قطرات به سطح، یک لایه نازک از سیال روی سطح به وجود می‌آید و سیال از محیط برخورد به سمت پیرامون حرکت می‌کند.

با افزایش دما، سیال شروع به بخار شدن از مرز جامد-مایع می‌کند. با شروع تبخیر، قطرات اسپری با حباب‌های بخار روی سطح داغ تعامل می‌کنند. در این روش قطرات ریز سیال خنک‌کننده با سرعت و مومنتوم بالا به لایه نازک روی سطح نفوذ می‌کنند. سپس با جذب حرارت مستقیم از سطح بخار شده و به صورت بخار، لایه نازک سیال را ترک می‌کنند. این امر باعث افزایش زیاد ضریب انتقال حرارت در این روش می‌شود. شماتیکی از این فرآیند در شکل ۲ نمایش داده شده است. فاکتورهای مهم اثرگذار روی عملکرد اسپری آب در مرجع [۱۳] مورد مطالعه قرار گرفته است. از جمله این فاکتورها می‌توان به نوع نازل، ارتفاع نازل از سطح، قطر اوریفیس نازل اسپری، زاویه اسپری، دبی جریان (وابسته به فشار)، خواص سیال، چگونگی پخش قطرات، نیروی برخورد اسپری با سطح، زاویه نازل نسبت به سطح و

1 Weber Number



شکل ۳: موقعیت اسپری نسبت به مقطع دیفیوزر و پارامترهای تأثیرگذار
Fig. 3: Spray nozzle position relative to the diffuser cross-section and main design parameters



شکل ۴: فیزیک جریان داخلی دیفیوزر [۱۶]
Fig.4: Physics of the diffuser internal flow [16]

عملکرد خنک کاری دارد. هرچه قطر قطرات اسپری کمتر باشد، بازده خنک کاری افزایش می‌یابد. [۱۵].

۲-۳- جریان داخلی دیفیوزر

شماتیکی از نحوه کار یک دیفیوزر مافوق صوت در شکل ۴ نمایش داده شده است. گازهای خروجی از نازل در شرایط فرو منبسط وارد قسمت ورودی دیفیوزر می‌شوند. جت سیال گازهای منبسط شده به دیواره دیفیوزر برخورد کرده و موج ضربه‌ای مایل جریان تشکیل می‌شود که به کاهش سرعت و افزایش فشار استاتیک گازها کمک می‌کند. در ادامه، تداخل پی‌درپی موج‌های ضربه‌ای جریان با دیواره دیفیوزر و همدیگر در طول دیفیوزر رخ داده و توسط موج ضربه‌ای قائم سرعت جریان به زیر صوت رسانده می‌شود. سپس توسط یک

سیال خنک‌کننده به میزان لازم بر روی آن پوشش می‌دهد که به آن سطح پوشش موثر نازل گفته می‌شود. جهت خنک کاری سطوح بزرگ که در این تحقیق مورد نیاز است، می‌بایست تعداد زیادی از این نازل‌ها با آرایش خاص در کنار هم قرار گیرند. یکی از فاکتورهای مهم در چیدمان نازل‌های اسپری، لحاظ کردن مقدار مناسبی از تداخل جت اسپری این نازل‌ها بر روی سطح خنک کاری است. در مرجع [۱۴] در ارتباط با مدل‌های مختلف تداخل جت‌های اسپری دو نازل کنار هم اطلاعات مفیدی ارائه شده است.

۲-۲- پارامترهای مهم در خنک کاری با اسپری

در این تحقیق هدف از طراحی سیستم خنک کاری جذب مقدار مناسبی شار حرارتی از دیواره دیفیوزر به گونه‌ای است که دمای دیواره از مقدار مجاز تجاوز نکند. برای این منظور می‌بایست شار حجمی (دبی حجمی بر واحد سطح) سیال خنک‌کننده لازم بر روی سطح دیفیوزر توسط اسپری آب تامین شود. شماتیکی از موقعیت هندسی یک نازل اسپری نسبت به مقطع استوانه‌ای دیفیوزر و پارامترهای مهم تأثیرگذار بر میزان شار حجمی ایجاد شده روی سطح در شکل ۳ نشان داده شده است. با تعیین پارامترهای اصلی اسپری مانند ارتفاع نازل اسپری از سطح (H)، زاویه اسپری (θ)، فشار اسپری (P) و قطر اوریفیس نازل اسپری (d_o) می‌توان شار حجمی سیال موردنیاز روی سطح را تامین کرد. در حالت کلی با افزایش H و θ سطح پوشش جت اسپری بر روی سطح خنک کاری افزایش می‌یابد. این امر از نظر کاهش تعداد نازل‌های اسپری برای خنک کاری سطوح بزرگ مفید است. با این وجود افزایش H و θ باعث کاهش شار حجمی بر روی سطح خنک‌شونده می‌شود و ممکن است شار حجمی لازم بر روی سطح مزبور تامین نشود. از طرفی با کاهش H و θ شار حجمی سیال روی سطح افزایش می‌یابد و شار حرارتی بیشتری از سطح دفع می‌شود. اما در این حالت تعداد نازل‌های لازم برای پوشش سطوح بزرگ افزایش می‌یابد. افزایش فشار اسپری باعث افزایش شار حجمی سیال روی سطح، افزایش سرعت برخورد قطرات به آن و کاهش قطر قطرات اسپری می‌شود. این عوامل باعث افزایش شار حرارتی عبوری از سطح می‌شوند. افزایش قطر اوریفیس نازل اسپری باعث افزایش شار حجمی سیال و قطر قطرات اسپری در مجاورت سطح می‌شود. اندازه قطرات اسپری تأثیر قابل توجهی در

در اثر انبساط دمای خود را از دست نمی‌دهند. بنابراین این ذرات با دمای بالای ۳۰۰۰ درجه سانتی‌گراد به دیواره برخورد کرده و شرایط دمایی را بحرانی‌تر می‌کنند [۴].

۲-۴- هندسه دیفیوزر

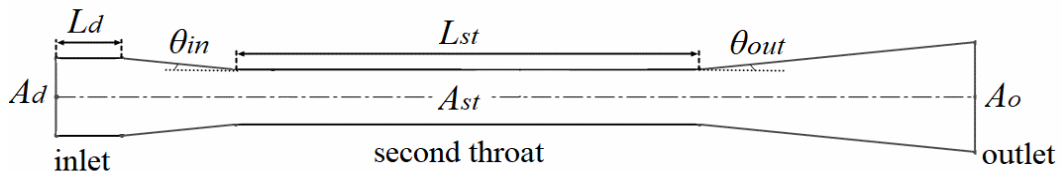
دیفیوزر مورد استفاده در این تحقیق یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه است. الگوریتم طراحی دیفیوزر گلوگاه ثانویه که بر اساس روش موج ضربه‌ای قائم است در مرجع [۱۶] ارائه شده است. در شکل ۵ هندسه و در جدول ۱ ابعاد دیفیوزر مورد استفاده در این تحقیق به صورت بی‌بعد معرفی شده‌اند. در مرجع [۱۷] جریان گازهای احتراقی در دیفیوزر مزبور به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفته است. نشان داده شده است که این دیفیوزر با فشار احتراق بالاتر از ۳۰ بار در وضعیت راه‌اندازی قرار می‌گیرد. به عبارت دیگر دیفیوزر شکل ۵ جهت برقراری جریان مافوق صوت در داخل آن به فشار احتراق بالای ۳۰ بار نیاز دارد.

۳- مراحل طراحی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر

۱- روند طراحی با فرض‌های اولیه مقادیر برخی از پارامترها شروع می‌شود. این پارامترها عبارتند از دمای مجاز بدنه فلزی دیفیوزر، دمای سیال خنک‌کننده، فشار اسپری و قطر اوریفیس نازل می‌باشد.

شیپوره واگرا گازهای احتراقی تا فشار اتمسفر در خروجی دیفیوزر متراکم می‌شود. با انبساط جت سیال در ورودی دیفیوزر فشار گازها در این نواحی پایین‌تر از فشار گاز خروجی نازل می‌شود. این امر باعث ایجاد مکش در دهانه محفظه خلاء (یا محفظه تست) شده و شرایط خلاء را در پیرامون نازل و محفظه تست تا زمان خاموشی موتور به‌طور خودکار حفظ می‌کند [۱۶]. در این تحقیق از دیفیوزر گلوگاه ثانویه استفاده شده است. یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه شبیه به دیفیوزر لوله مستقیم شکل ۳ است با این تفاوت که در قسمت عمده‌ای از طول ثابت لوله مقطع آن باریک‌تر شده باشد. در یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه به دلیل این که موج‌های ضربه‌ای جریان در بیشتر طول لوله در سطح مقطع کوچک‌تری عمل می‌کنند، تراکم سیال در طول دیفیوزر با افت فشار کل کمتری همراه است. بنابراین این نوع دیفیوزر بازیافت فشار بهتری نسبت به دیفیوزر لوله مستقیم (شکل ۴) داشته و به فشار استارت کمتری نیاز دارد، از این رو برای تست موتورهایی با فشار احتراق پایین‌تر گزینه مناسب‌تری به شمار می‌رود.

غالباً گازهای خروجی از نازل موتورهای سوخت جامد که به صورت فرو منبسط به دیواره داخلی دیفیوزر برخورد می‌کنند، حاوی ذرات جامد اکسید آلومینیوم هستند. با وجود این که گازهای احتراقی در اثر انبساط درون نازل افت دما پیدا می‌کنند ولی ذرات اکسید آلومینیوم



شکل ۵: هندسه دیفیوزر گلوگاه ثانویه و معرفی بخش‌های مختلف آن

Fig. 5: Second throat exhaust diffuser and its different sections

جدول ۲: محدوده پارامترهای طراحی

Table 2: The range of design parameters

پارامتر	کمینه	بیشینه
فشار (بار)	3	20
ارتفاع نازل از سطح (متر)	$n \times d_0$	$D \left(\frac{1 - \sin(\theta/2)}{\sin(\theta/2)} \right)$
زاویه اسپری (درجه)	30	120
قطر اوریفیس (میلی‌متر)	0/5	8/3

گام به گام تا فشار ماکزیمم انجام می‌شود. در نهایت اگر همچنان شار حجمی سیال لازم به سطح نرسد با افزایش قطر اوریفیس نازل اسپری محاسبات از مرحله ۳ تکرار می‌شود.

• برای حالتی که شار حجمی سیال بزرگتر از $\lambda (1/1 < \lambda < 1)$ برابر حداقل شار حجمی باشد. می‌توان با افزایش H یا θ در محدوده قابل قبول، شار حجمی سیال روی سطح را کاهش داد. اگر همچنان میزان شار حجمی سیال روی سطح بالاتر از میزان قابل قبول باشد با کاهش فشار اسپری تا فشار حداقل، محاسبات از مرحله ۳ تکرار می‌شود. در نهایت اگر همچنان شار حجمی سیال بالاتر از مقدار لازم به سطح برسد با کاهش قطر اوریفیس نازل اسپری محاسبات از مرحله ۳ تکرار می‌شود.

۶- بعد از انتخاب ارتفاع نازل از سطح، زاویه و فشار اسپری با استفاده از محاسبات هندسی تعداد نازل‌های مورد نیاز برای پوشش کامل سطح استوانه‌ای دیفیوزر محاسبه می‌شود.

مقادیر بیشینه و کمینه پارامترهای مختلف با توجه به محدودیت‌های هندسی و امکانات موجود در جدول ۲ نشان داده شده است. حد بالای فشار با توجه به امکانات موجود برای تامین فشار بالا و محدودیت سازه‌ای و عملکردی نازل اسپری تعیین می‌شود و حد پایین آن حداقل فشاری است که نازل مورد نظر برای اتمیزه کردن سیال نیاز دارد. حد بالای ارتفاع نازل از سطح با توجه به محدودیت‌های هندسی تعیین می‌شود. در ارتفاع‌های بالاتر از H_{max} (جدول ۲) قطرات اسپری بدون اینکه به سطح خنک‌کاری برخورد داشته باشند به محیط اطراف پخش می‌شوند. این امر کارایی سیستم خنک‌کاری را به شدت کاهش می‌دهد. به عبارت دیگر در ارتفاع‌های بالاتر از H_{max} ناحیه پوشش اسپری بالاتر نمی‌رود. حد پایین ارتفاع هم حداقل ارتفاعی است که سیال برای اتمیزه شدن کامل نیاز دارد. برای یک فشار اسپری مشخص حداقل ارتفاع به صورت $n \times d_0$ تعیین می‌شود. d_0 قطر اوریفیس نازل اسپری و n از آزمایش‌های تجربی مشخص می‌شود. حد بالا و پایین زاویه اسپری و قطر اوریفیس نازل با توجه به نوع نازل اسپری و محدودیت‌های عملکردی آن تعیین می‌شود که توسط کارخانه سازنده اعلان می‌شود.

۴ - معرفی تجهیزات تست تجربی

استند آزمایش ساخته شده برای تست‌های مقیاس کوچک موتور

۲- سپس با استفاده از شبیه‌سازی‌های انجام‌شده روی جریان داخلی دیفیوزر که جزئیات آن در مراجع [۱۶] و [۱۷] ارائه شده است، با فرض دمای ثابت دیواره (همان دمای مجاز)، مقدار شار حرارتی عبوری از سطح بدست می‌آید.

۳- در مرحله بعدی حداقل مقدار شار حجمی لازم سیال خنک‌کننده با استفاده از رابطه تجربی (۱) که توسط کلینزینگ و همکاران [۱۵] ارائه شده است به دست می‌آید.

$$q'' = 141345(T_w - T_f)^{0.461} Q''^{0.566} \bar{U}^{0.639} \quad (1)$$

که در آن q'' شار حرارتی عبوری از سطح، T_w دمای سطح خنک‌شونده، T_f دمای سیال خنک‌کننده، Q'' شار حجمی سیال خنک‌کننده روی سطح و \bar{U} سرعت میانگین قطرات اسپری است. سرعت میانگین قطرات مطابق مرجع [۱۸] از رابطه (۲) بدست می‌آید.

$$\bar{U} = 0.0626(\Delta P)^{0.46} \quad (2)$$

رابطه (۱) میزان شار حرارتی عبوری از سطح را به میزان شار حجمی سیال روی سطح خنک‌شونده ربط می‌دهد و برای یک محدوده مشخصی از شار حجمی سیال دارای اعتبار است. این محدوده در رابطه (۳) نشان داده شده است.

$$3.5 \times 10^{-3} < Q'' < 9.96 \times 10^{-3} \text{ (m}^3 \text{sec}^{-1} / \text{m}^2 \text{)} \quad (3)$$

۴- در مرحله بعد، میزان ارتفاع نازل از سطح و زاویه اسپری (که تابع مشخصات هندسی نازل است) فرض می‌شود. سپس با استفاده از روابط ارائه شده در مرجع [۱۹] برای محاسبه شار حجمی سیال خروجی از یک نازل اسپری خاص روی بدنه، ابتدا میزان شار حجمی یک نازل خاص روی سطح صاف بدست می‌آید و بعد از آن میزان شار حجمی سیال روی سطح استوانه‌ای با یک سری عملیات هندسی محاسبه می‌شود.

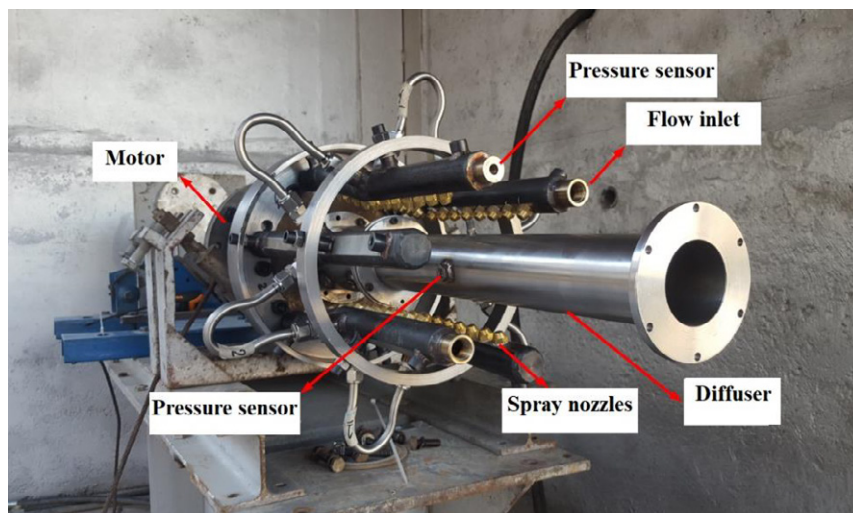
۵- در ادامه، شار حجمی سیال بر روی سطح استوانه‌ای با حداقل شار حجمی مورد نیاز مقایسه می‌شود.

• اگر میزان شار حجمی این نازل کمتر از میزان مورد نیاز باشد و H یا θ بزرگتر از کمینه مقدار خود باشند، با کاهش H یا θ محاسبات تکرار می‌شود. اگر همچنان با تغییر H یا θ تا مقدار کمینه این پارامترها، میزان شار حجمی سیال لازم روی سطح تامین نشود با افزایش فشار نازل، محاسبات از مرحله ۳ تکرار می‌شود. این عمل

جدول ۲: محدوده پارامترهای طراحی

Table 2: The range of design parameters

پارامتر	کمینه	بیشینه
فشار (بار)	3	20
ارتفاع نازل از سطح (متر)	$n \times d_0$	$D \left(\frac{1 - \sin(\theta/2)}{\sin(\theta/2)} \right)$
زاویه اسپری (درجه)	30	120
قطر اوریفیس (میلی‌متر)	0/5	8/3



شکل ۶: شماتیک تست استند خلاء آزمایشگاهی و سیستم داده‌برداری

Fig. 6: Schematic of the vacuum test stand and the data acquisition system

ترموکوپل نوع کا^۳ در ۶ نقطه روی سطح آن اندازه‌گیری می‌شود. ترموکوپل نوع کا مورد استفاده، دارای قطر ۱ میلی‌متر است و دقت اندازه‌گیری آن در محدوده دمایی مورد استفاده، ۳ درجه است. به منظور بهبود تأخیر زمانی اندازه‌گیری دما از ترموکوپل با سیم نازک استفاده شده و همچنین اتصال به سطح با چسب سیلیکون مخصوص با ضریب انتقال حرارت بسیار بالا انجام شده است. آنالیز عدم قطعیت جهت بررسی میزان خطای تجهیزات اندازه‌گیری صورت گرفته است. در جدول ۳ عدم قطعیت تجهیزات اندازه‌گیری ارائه شده است. سیستم آبرسانی قابلیت تامین آب با فشار ۲۰ بار را دارد. موتور آزمایشگاهی مورد استفاده با نام سی-استار در پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی ایران طراحی و ساخته شده است. برای قسمت ورودی دیفیوزر

و دیفیوزر به همراه سیستم خنک‌کاری در شکل ۶ نشان داده شده است. این استند شامل سیستم خنک‌کاری، موتور آزمایشگاهی، دیفیوزر گلوگاه ثانویه و سیستم داده‌برداری است. در این تحقیق از دو نوع سنسور کولایت^۱ و سنسیس^۲ به ترتیب جهت اندازه‌گیری فشار در طول دیفیوزر و فشار موتور استفاده شده است. هرکدام از این سنسورها برای استفاده در محدوده فشار خاصی کاربرد دارند. سنسور کولایت برای استفاده در رژیم‌های جریان‌های مختلف بسیار مناسب است. یکی از مزایای این سنسور نصب مستقیم آن بر سطح مدل است که باعث به حداقل رسیدن مسئله تأخیر زمانی می‌شود. سنسور سنسیس دارای محدوده کاری از صفر تا ۲۰۰ بار است و ویژگی آن هم اندازه‌گیری فشار به صورت مطلق است. دمای سطح بیرونی دیفیوزر با استفاده

3 K-Type Thermocouple

1 Kulite
2 Sensys

جدول ۳: لیست تجهیزات اندازه‌گیری
Table 3: List of the measuring instrument

تجهیز	سازنده و مدل	متغیر اندازه‌گیری	عدم قطعیت (%)
سنسور فشار	Kulite-XCQ-062	فشار دیفیوزر	$\pm 0/11$
ترانسدیوسر فشار	Sensys-M5156	فشار موتور	$\pm 0/202$
ترموکوپل نوع کا	Jumo-901210/10	دمای سطح دیفیوزر	$\pm 0/1$

جدول ۴: نتایج الگوریتم طراحی برای قسمت ورودی و گلوگاه ثانویه
Table 4: Results of the design algorithm for the inlet and the second throat sections

پارامتر	H (mm)	θ (°)	P (bar)	d_0 (mm)
ورودی و همگرایی دیفیوزر	40	60	15	2
گلوگاه ثانویه دیفیوزر	35	60	15	0/7

پارامترهای مهم سیستم خنک‌کاری که از روش طراحی (بخش ۳) بدست آمده است، در جدول ۴ ارائه شده است.

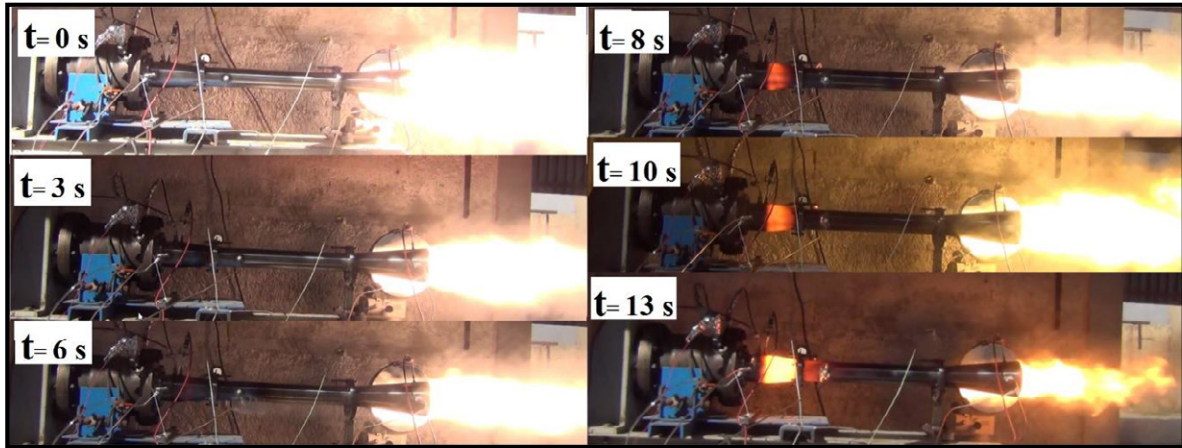
۵ - نتایج و بحث

۵-۱- تست موتور در شبیه‌ساز خلاء بدون خنک‌کاری بدنه دیفیوزر در مرحله اول تحقیق تست موتور در استند خلاء بدون خنک‌کاری بدنه دیفیوزر انجام شده است. این تست به‌منظور بررسی عملکرد دیفیوزر و به دست آوردن دمای سطح آن انجام شده است. در این تست از موتور سوخت جامد سی-استار با فشار ۶۰ بار و زمان کارکرد ۱۳ ثانیه استفاده شده است. شکل ۷ نمای جانبی دیفیوزر را در زمان‌های مختلف تست نمایش می‌دهد. مطابق شکل مزبور، سطح خارجی دیفیوزر در ناحیه رمپ ورودی بعد از سپری شدن ۶ ثانیه از آغاز تست شروع به قرمز شدن کرده است. پس از گذشت ۱۰/۴ ثانیه دیفیوزر در این ناحیه سوراخ شده است. شکل ۸ برش مقطعی دیفیوزر را بعد از انجام این تست نشان می‌دهد. مشخص است که سطح داخلی دیفیوزر دچار ذوب لایه‌ای شده و ضخامت آن کاهش پیدا کرده است. شکل ۹ بیشینه دمای سطح دیفیوزر در نقاط مختلف آن که توسط ترموکوپل‌ها ثبت شده است، را نشان می‌دهد. مطابق شکل پیش‌گفته دمای سطح دیفیوزر در قسمت رمپ ورودی بالاتر از حد تحمل دیفیوزر فلزی است. ناحیه سوراخ شدگی دیفیوزر روی شکل نشان داده شده است. به‌منظور بررسی دقیق‌تر و تخمین دمای سطح

و همگرایی آن از نازل اسپری شرکت ایواسپری^۱ استفاده شده است. کاربرد اصلی این نازل‌ها در صنایع فولاد و کاغذسازی، خنک‌کاری کوره و کاربردهای شستشو در فشار بالا می‌باشد. در صنایع فولاد برای خنک‌کاری فلز گداخته با سرعت خنک‌کاری مشخصی از این نازل اسپری استفاده می‌شود. از خواص این نازل اسپری پخش نسبتاً یکنواخت سیال روی سطح می‌باشد. برای قسمت گلوگاه ثانویه از انژکتورهای سوختی شرکت دنفوس^۲ برای خنک‌کاری استفاده شده است. این انژکتورها قطر اوریفیس نسبتاً کوچکتری دارند و کاربرد اصلی آن‌ها در مشعل‌های گازوئیلی می‌باشد. بدنه دیفیوزر با ضخامت ۵ میلی‌متر و با استفاده از فولاد ۳۰۹، که عملکرد حرارتی مناسبی دارد، ساخته شده است. جزئیات بیشتر در خصوص تجهیزات تست تجربی مورد استفاده در مرجع [۲۰] موجود است.

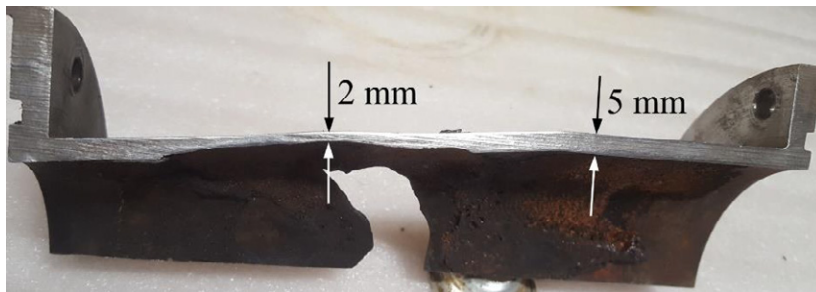
مراحل طراحی سیستم خنک‌کاری با فرض دمای سیال خنک‌کننده ۲۰ درجه سانتی‌گراد و دمای مجاز سطح دیفیوزر ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد انجام شده است. با شبیه‌سازی عددی جریان داخل دیفیوزر، با فرض فشار احتراق ۶۰ بار و دمای احتراق ۳۲۰۰ درجه سانتی‌گراد و فرض دمای سطح ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد، شار حرارتی بیشینه برابر ۲/۵ مگاوات بر متر مربع بدست آمده است. جزئیات شبیه‌سازی عددی در مراجع [۱۶] و [۱۷] ارائه شده است. مقادیر

1 Eu Spray
2 Danfoss



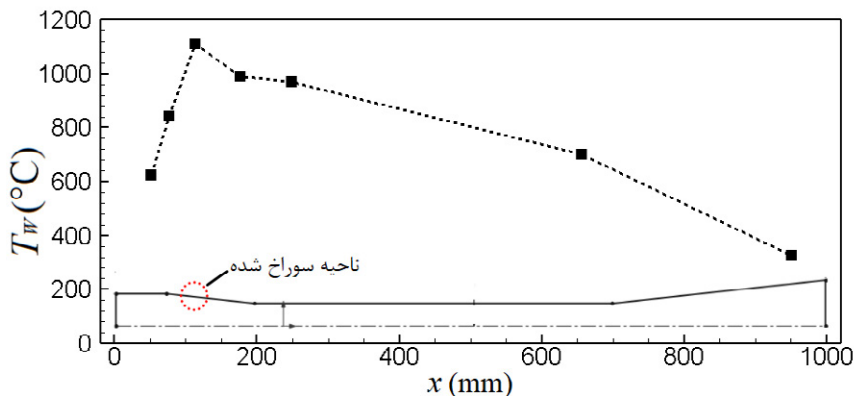
شکل ۷: وضعیت دیفیوزر فلزی در زمان‌های مختلف تست بدون سیستم خنک‌کاری

Fig. 7: Diffuser body at different motor burning times without cooling system



شکل ۸: برش مقطع دیفیوزر و سطح خارجی بدنه دیفیوزر بعد از تست بدون سیستم خنک‌کاری

Fig.8: Cross-section of the diffuser body after the test without cooling system

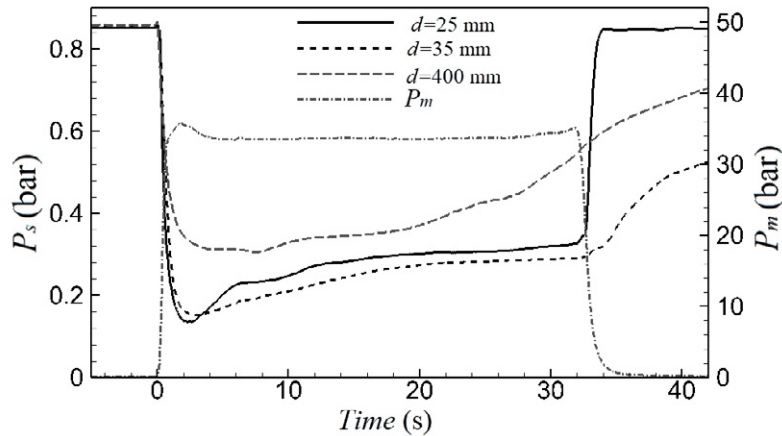


شکل ۹: بیشینه دمای سطح در طول دیفیوزر

Fig.9: Maximum surface temperature along the diffuser

قرار می‌دهد. بررسی‌های انجام‌شده در آزمایشگاه متالوگرافی نشان داده‌اند که سطح داخلی دیفیوزر در این تست به دمایی بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد رسیده است. همچنین حفره‌های انقباضی در مجاورت سطح به وجود آمده است که نشان‌دهنده ذوب شدن سطح در این مناطق است. مناطق ذوب‌شده در اثر برخورد ذرات اکسید آلومینیوم با سرعت بالا و دمای ۲۵۰۰ درجه سانتی‌گراد از سطح

داخلی دیفیوزر آزمایش‌های متالوگرافی بر روی نمونه‌های بدنه دیفیوزر سوراخ شده انجام شده است. در آزمایشگاه متالوگرافی ساختار ریز نمونه بدنه دیفیوزر با استفاده از میکروسکوپ‌های نوری و الکترونی مورد بررسی قرار می‌گیرد. مقایسه این نتایج با استانداردهای مربوطه به پیش‌بینی خواص مکانیکی و حرارتی نمونه، تخمین مناسبی از دمای سطوحی که در طول تست قابل‌دسترسی نبوده‌اند را در اختیار



شکل ۱۰: فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر و مقایسه آن با فشار محفظه موتور
 Fig.10: Static pressure variations at the diffuser inlet during the first test

سانتی گراد خواهد بود. این دما پایین‌تر از دمای سرویس^۱ بدنه فلزی انتخاب شده است. در این محدوده دمایی فلز موردنظر (فولاد ۳۰۹) استحکام خود را کاملاً حفظ می‌کند و از پدیده سایش توسط برخورد جریان سرعت بالای حاوی ذرات اکسید آلومینیوم جلوگیری می‌شود.

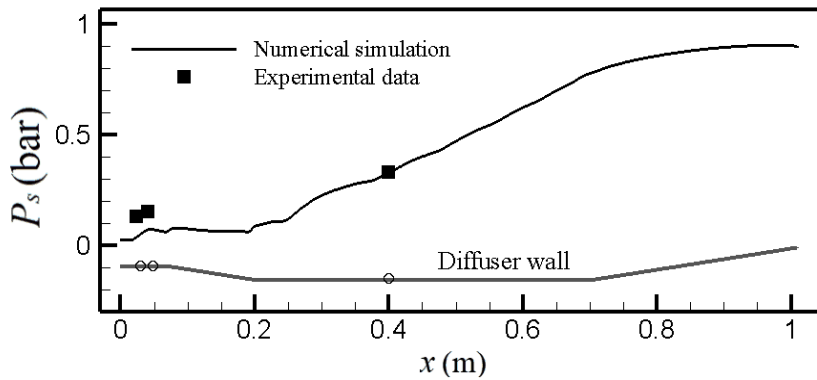
۵-۲- تست خنک‌کاری اول

تست بعدی بر روی دیفیوزر فلزی به همراه سیستم خنک‌کاری اسپری انجام شده است. سیستم خنک‌کاری به کمک روش ارائه‌شده در بخش ۳ طراحی شده است. در این تست از موتور با فشار محفظه ۳۳ بار و زمان عملکرد ۳۳ ثانیه استفاده شده است. هدف از این تست ارزیابی عملکرد سیستم خنک‌کاری است. در ابتدا برای تحلیل عملکرد دیفیوزر، فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر بررسی شده است. فشار استاتیک (P_s) در فاصله ۲۵ و ۳۵ میلی‌متری از ورودی دیفیوزر به همراه فشار موتور (P_m) در شکل ۱۰ نشان داده شده است. مطابق شکل مزبور در ۲ ثانیه اول تست، فشار استاتیک در موقعیت ۱۵ میلی‌متری از ورودی دیفیوزر از فشار محیط ۰/۸۶ بار به فشار پایین در حدود ۰/۱۲ بار رسیده است. البته فشار استاتیک جریان در صفحه خروجی نازل به مراتب پایین‌تر از این مقدار و در حدود ۰/۰۴ بار تخمین زده می‌شود. در این تست، موقعیت اولین حس‌گر بعد از برخورد جت جریان به دیواره بوده است و در اثر موج ضربه‌ای مایلی که قبل از حس‌گر شکل می‌گیرد، فشار استاتیک جریان افزایش می‌یابد. یک نکته قابل‌توجه منحنی فشار در موقعیت ۲۵ و ۳۵

جداشده‌اند. به همین دلیل ضخامت بدنه در قسمت ورودی دیفیوزر در نواحی سوراخ نشده در حدود ۲ میلی‌متر کاهش پیدا کرده است. به عبارت دیگر در اثر بالا رفتن دمای بدنه فلزی دیفیوزر (بالتر از دمای کاری مجاز که در حدود ۱۰۰۰ درجه سانتی‌گراد است) فلز موردنظر استحکام خود را از دست داده و در مقابل برخورد ذرات آلومینیوم دچار سایش سطحی شده است. بنابراین اگر سیستم خنک‌کاری بتواند مانع از بالا رفتن دمای سطح داخلی از مقدار مجاز گفته شده بشود، پدیده سایش در این سیستم به کلی منتفی می‌شود.

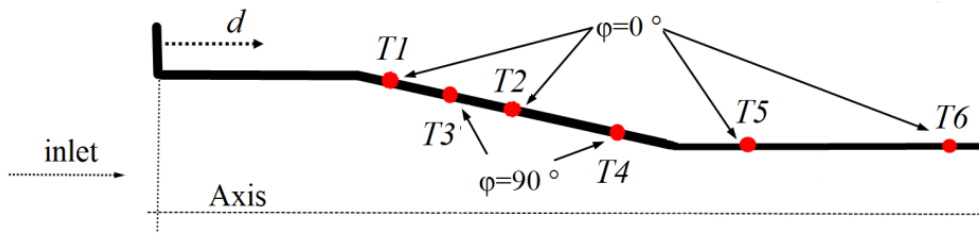
با توجه به دماهای ثبت شده روی سطح بیرونی بدنه دیفیوزر مطابق شکل ۹ و نتایج آزمایش ترموگرافی بیشینه دمای سطح خارجی و داخلی دیفیوزر به ترتیب برابر ۱۱۲۰ و ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد است. از طرفی با در نظر گرفتن ضریب انتقال حرارت بدنه در این دماها ($25 \text{ W/m}^2\text{K}$) و با استفاده از رابطه خطی شار حرارتی فوریه با فرض ضخامت‌های ۳، ۴ و ۵ میلی‌متر، بیشینه شار حرارتی عبوری از بدنه به ترتیب برابر ۱/۹۵، ۲/۴ و ۳/۲۵ مگاوات بر مترمربع است. با توجه به شبیه‌سازی عددی انجام‌شده که جزئیات آن در مرجع [۱۷] موجود است، بیشینه شار حرارتی در این سیستم در فشار موتور ۶۰ بار در حدود ۲/۵ مگاوات بر مترمربع است. در مرجع [۵] نیز برای یک موتور سوخت جامد در داخل یک دیفیوزر مقدار ۲/۸-۲/۵ مگاوات بر مترمربع برای شار حرارتی بیشینه تخمین زده شده است. بنابراین سیستم خنک‌کاری با فرض دمای سطح خارجی ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد و شار حرارتی ۲/۵ مگاوات بر مترمربع طراحی شده است. در این حالت بیشینه دمای سطح داخلی دیفیوزر در حدود ۹۰۰ درجه

1 Service Temperature



شکل ۱۱: مقایسه فشار بدنه دیفیوزر در شبیه سازی عددی و نتایج تست تجربی

Fig.11: Comparison of static pressure distributions along the diffuser resulted from the numerical simulation and the experimental test



شکل ۱۲: جایگذاری ترموکوپل‌ها روی سطح بیرونی دیفیوزر

Fig.12: Thermocouple arrangement on the diffuser external surface

است. مطابق مقایسه انجام شده در شکل ۱۱، نتایج آزمایشگاهی و تحلیل عددی همخوانی قابل قبولی دارند و این امر می‌تواند تأییدی بر راه‌اندازی شدن دیفیوزر مورد استفاده در این تحقیق باشد.

در این تست دمای دیفیوزر در ۶ نقطه روی سطح خارجی دیفیوزر اندازه‌گیری شده است. موقعیت نقاط اندازه‌گیری دما نسبت به صفحه ورودی دیفیوزر در شکل ۱۲ و جدول ۵ نشان داده شده است. ترموکوپل‌های اندازه‌گیری دمای $T3$ و $T4$ در زاویه 90° درجه ($\varphi=90^\circ$) نسبت به سایر ترموکوپل‌ها نصب شده‌اند. از این عدد ترموکوپل ۴ عدد روی رمپ ورودی دیفیوزر و ۲ عدد روی گلوگاه ثانویه نصب شده‌اند. دمای دیفیوزر در قسمت ورودی در چهار نقطه اول در شکل ۱۳ نشان داده شده است. در شکل ۱۴ دمای دیفیوزر روی گلوگاه ثانویه در دو نقطه باقی‌مانده نشان داده شده است. همچنین برای مقایسه بهتر فشار محفظه موتور در هر دو شکل نشان داده شده است. مطابق شکل‌های پیش‌گفته، دمای سطح بیرونی دیفیوزر در هیچ یک از این نقاط از 200° درجه سانتی‌گراد تجاوز نکرده است.

بررسی نتایج شکل‌های ۱۳ و ۱۴ نشان می‌دهد که بیشینه دمای

میلی‌متر افزایش تدریجی و غیرمنتظره فشار استاتیک جریان در این نقاط است. اصولاً با ثابت ماندن فشار موتور، فشار استاتیک سیال در این نقاط نیز می‌بایست ثابت بماند. بررسی‌ها در این خصوص نشان داده است که این امر به دلیل رسوب کردن اکسید آلومینیوم سوخت در سطح داخلی دیفیوزر اتفاق افتاده است. ایجاد رسوب باعث تنگ‌تر شدن مجرای عبور جریان در گلوگاه ثانویه شده و باعث بالا رفتن تدریجی فشار در ورودی دیفیوزر می‌شود.

به‌منظور بررسی راه‌اندازی شدن دیفیوزر تحلیل عددی جریان داخلی دیفیوزر انجام شده است. جزئیات روش عددی مورد استفاده و اعتبارسنجی آن در مرجع [۱۶] ارائه شده است. در شکل ۱۱ توزیع فشار در طول بدنه دیفیوزر که از نتایج تحلیل عددی به‌دست‌آمده با نتایج تست اول مقایسه شده است. با توجه به این‌که در شبیه‌سازی عددی اثرات رسوب‌گرفتگی داخل دیفیوزر در نظر گرفته نشده است، بنابراین نقاط مورد مقایسه از داده‌های تجربی مربوط به لحظات اولیه کارکرد دیفیوزر است. بیشترین اختلاف فشار دو روش نسبت به فشار اتمسفر محلی کمتر از ۰.۸٪ است که در قسمت ورودی دیفیوزر رخ داده

جدول ۵: موقعیت ترموکوپل‌ها

Table 5: location of thermocouples

شماره ترموکوپل	d (میلی‌متر)	ϕ (°)
$T1$	90	0
$T2$	135	0
$T3$	114	90
$T4$	157	90
$T5$	247	0
$T6$	297	0

سطح بیرونی دیفیوزر در این تست در موقعیت طولی ۱۱۴ میلی‌متری اتفاق افتاده است. در این موقعیت بعد از ۱۳ ثانیه تا زمان خاموشی موتور دمای سطح ثابت مانده است. به عبارت دیگر سیستم خنک‌کاری طراحی شده توانسته شار حرارتی ثابتی را از سطح جذب کند و مانع افزایش دما در قسمت بحرانی سطح دیفیوزر شود. همان‌طور که انتظار می‌رفت دما در نقاط ۵ و ۶ دیفیوزر به دلیل کمتر بودن شار حرارتی در این بخش [۵ و ۲۱]، پایین‌تر از نقاط ۱ تا ۴ (ریمپ ورودی دیفیوزر) می‌باشد.

مطابق بررسی‌های مرجع [۱۳] رابطه (۴) بین شار حرارتی عبوری از سطح دیفیوزر و فشار موتور در ناحیه بحرانی برقرار است.

$$\frac{q_2''}{q_1''} = \left(\frac{P_{m,2}}{P_{m,1}} \right)^{0.8} \quad (4)$$

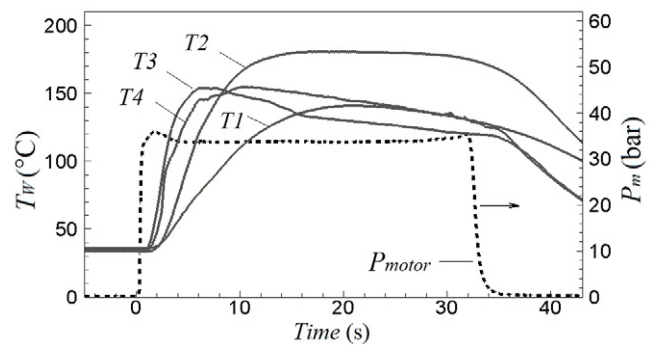
از تست بدون خنک‌کاری در بخش ۵-۱ مشخص شده است که شار حرارتی در فشار موتور ۶۰ بار در حدود ۲/۵ مگاوات بر مترمربع است. بنابراین مطابق رابطه (۴)، شار حرارتی در فشار موتور ۳۳ بار برابر ۱/۳۷ مگاوات بر مترمربع خواهد شد. با توجه به ثابت بودن سرعت میانگین قطرات اسپری (\bar{U}) و شار حجمی سیال (Q'') در سیستم خنک‌کاری، با استفاده از رابطه (۱) می‌توان به رابطه (۵) رسید.

$$\frac{q_2''}{q_1''} = \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)^{0.461} \quad (5)$$

با برابر قرار دادن طرف راست دو رابطه (۴) و (۵) می‌توان دمای بیشینه مورد انتظار را در فشارهای مختلف موتور به دست آورد. با انجام این محاسبه در فشار موتور ۳۳ بار، دمای بیشینه مورد انتظار سطح دیفیوزر ۱۹۷ درجه سانتی‌گراد به دست می‌آید. مطابق شکل ۱۳ دمای مورد انتظار سطح با این سیستم خنک‌کاری با دمای اندازه‌گیری شده روی سطح تطابق قابل‌قبولی دارد.

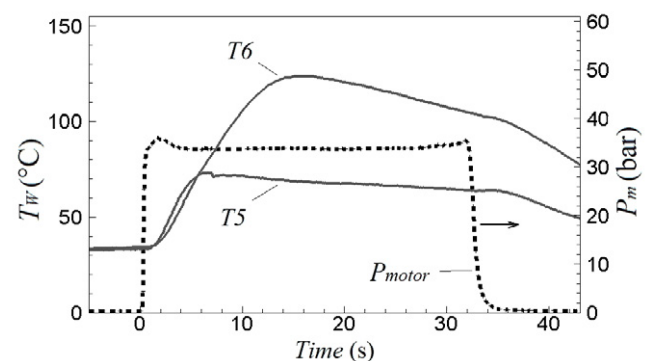
۵-۳- تست خنک‌کاری دوم

در ادامه تست خنک‌کاری دوم با فشار موتور میانگین ۵۵ بار انجام شده است. نمودار فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر به همراه فشار محفظه موتور در شکل ۱۵ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۵ فشار



شکل ۱۳: دمای سطح بیرونی دیفیوزر در قسمت ریمپ ورودی در تست اول

Fig.13: Diffuser external surface temperature at the inlet ramp in the first test



شکل ۱۴: دمای سطح بیرونی دیفیوزر در قسمت گلوگاه ثانویه در تست اول

Fig.14: Diffuser external surface temperature at the second throat in the first test

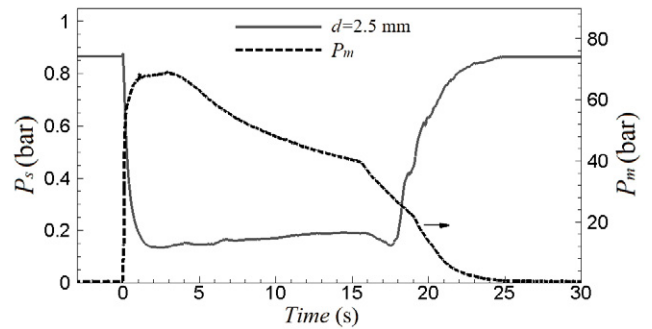
به منظور مقایسه کمی نتایج در دو حالت با خنک‌کاری و بدون خنک‌کاری اختلاف دما در مکان‌های مختلف بر روی بدنه دیفیوزر در جدول ۶ ارائه شده است. مطابق جدول مزبور، کاهش دما در نقاط مختلف اندازه‌گیری شده بیش از ۶۵٪ بوده است.

قابل‌ذکر است که در دو تست خنک‌کاری انجام شده، یک دیفیوزر واحد مورد استفاده قرار گرفت و بیشینه دمای سطح بیرونی ثبت‌شده در بحرانی‌ترین نقطه کمتر از ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد بوده است. با استفاده از رابطه انتقال حرارت خطی فوریه می‌توان اثبات کرد که بیشینه دمای سطح داخلی دیفیوزر از مقدار ۸۰۰ درجه سانتی‌گراد تجاوز نکرده است. این در حالی است که فلز مورد استفاده در این تحقیق قابلیت تحمل دما تا ۱۰۰۰ درجه سانتی‌گراد را دارد. مشاهدات بعد از تست هم نشان داده است که سطح داخلی دیفیوزر کاملاً سالم مانده است؛ بنابراین سیستم خنک‌کاری مورد استفاده در این تحقیق قابلیت حفظ بدنه دیفیوزر فلزی (فولاد ۳۰۹) تا فشار موتور ۶۰ بار را دارد.

این تحقیق به منظور جایگزینی دیفیوزر فلزی به جای دیفیوزر کامپوزیتی فناشونده در تست استند خلاء پژوهشکده سامانه‌های حمل‌ونقل فضایی انجام شده است. در حال حاضر جهت نهایی‌سازی توسعه این روش، تست‌های مقیاس بزرگ تعریف شده و در حال انجام است.

۶ - نتیجه‌گیری

در این پژوهش مراحل طراحی سیستم خنک‌کاری بدنه دیفیوزر مافوق‌صوت خروجی گازهای احتراقی ارائه شد. با استفاده از این روش یک سیستم خنک‌کاری برای دیفیوزر مدل با موتور سی-استار طراحی و ساخته شد. در مرحله اول به منظور شناسایی پدیده‌های حاکم و رفتار دمایی سیستم، تست بدون سیستم خنک‌کاری انجام گرفت. مشخص شد که قسمت رمپ ورودی دیفیوزر به لحاظ دمایی نسبت به سایر مناطق بحرانی‌تر است و دمایی بالاتر از ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد در این ناحیه ثبت شد. در نتیجه این تست، دمای بیشینه سطح دیفیوزر، نقاط بحرانی دمایی و زمان سوراخ شدن دیفیوزر به دست آمدند. در ادامه دو تست با فشار موتور میانگین ۳۳ و ۵۵ بار با خنک‌کاری بدنه دیفیوزر انجام گرفت. داده‌های دمایی و مشاهدات بعد از تست نشان دادند که سیستم خنک‌کاری قابلیت محافظت از

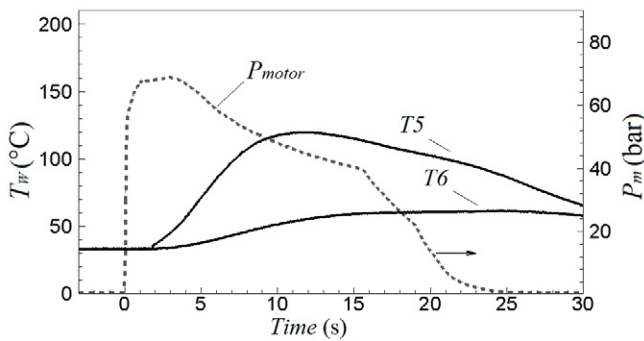


شکل ۱۵: فشار استاتیک در ورودی دیفیوزر و مقایسه آن با فشار محفظه موتور

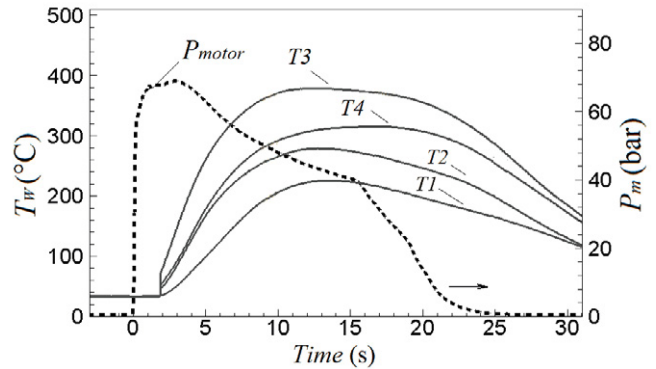
Fig. 15: Static pressure variations at the diffuser inlet during the second test

موتور در این تست ثابت نبوده و بیشینه مقدار آن ۷۰ بار است. در ثانیه ۱۶ از شروع تست مقدار فشار موتور به ۴۰ بار رسیده است. متوسط فشار موتور تا ثانیه ۱۶ در حدود ۵۵ بار است که معیار ارزیابی سیستم خنک‌کاری در نظر گرفته می‌شود. همان‌طور که از شکل ۱۵ مشخص است، فشار استاتیک جریان در موقعیت ۲/۵ میلی‌متر در فاصله زمانی ۲ ثانیه از مقدار ۰/۸۸ بار به مقدار ۰/۱۳ بار رسیده است. همانند تست قبلی به دلیل رسوب اکسید آلومینیوم سوخت فشار استاتیک به تدریج افزایش یافته است. در حالی که به دلیل کاهش فشار موتور از ثانیه ۳ تا ۱۶ انتظار می‌رفت که فشار استاتیک در موقعیت ۲/۵ میلی‌متر سیر کاهشی داشته باشد. از ثانیه ۱۶ تا ۱۸ به دلیل کاهش زیاد فشار موتور کاهش فشار استاتیک در موقعیت ۲/۵ میلی‌متر بر اثرات رسوب گرفتگی غالب بوده و بنابراین کاهش محسوس در فشار استاتیک دیده می‌شود. در ثانیه ۱۸ به دلیل کاهش فشار موتور به زیر ۳۰ بار (فشار استارت دیفیوزر) دیفیوزر از حالت استارت خارج شده و دیگر جریان مافوق صوت در ورودی آن برقرار نیست و به همین دلیل فشار استاتیک جریان در نقطه ۲/۵ میلی‌متر با شیب تندتری افزایش پیدا کرده و نهایتاً به مقدار ۰/۸۸ بار (فشار اتمسفر) رسیده است.

دمای سطح خارجی دیفیوزر در چهار نقطه اول روی رمپ ورودی دیفیوزر در شکل ۱۶ و روی گلوگاه ثانویه در شکل ۱۷ نشان داده شده است. در قسمت رمپ ورودی دما به حدود ۳۸۰ درجه سانتی‌گراد رسیده است. این مقدار با دمای مورد انتظار ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد که با استفاده از روابط (۴) و (۵) برای بخش بحرانی دیفیوزر محاسبه شده است، تطابق خوبی دارد. همچنین در این تست نیز دما به حالت پایا رسیده است که گویای کارایی مناسب سیستم خنک‌کاری است.



شکل ۱۷: دمای سطح دیفیوزر در قسمت گلوگاه ثانویه در تست دوم
Fig.17: Diffuser external surface temperature at the second throat in the second test



شکل ۱۶: دمای سطح دیفیوزر در قسمت ورودی در تست دوم
Fig.16: Diffuser external surface temperature at the inlet in the second test

جدول ۶: مقایسه کمی دمای ترموکوپل‌ها در حالت‌های بدون خنک‌کاری و با خنک‌کاری در تست دوم

Table 6: Comparison of the measured temperature at the test without cooling system and at the second test with cooling system

297	247	157	135	114	90	موقعیت طولی از ابتدای دیفیوزر (mm)
930	965	1027	1070	1109	939	بدون خنک‌کاری (°C)
61	119	315	279	379	226	با خنک‌کاری تست دوم (°C)
93/4	87/6	69/3	73/9	65/8	75/9	درصد کاهش دما (%)

ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, (2003) p. 5043.

[2] R. Manikanda Kumaran, T. Sundararajan, D. Raja Manohar, Simulations of high altitude tests for large area ratio rocket motors, AIAA journal 51(2) (2012) 433-443.

[3] H. G. Sung, S. Yoon, H. Yeom, J. Kim, Y. Kim, Y. Ko, Y. Kim, S. Oh, Study on design- and operation-parameters of supersonic exhaust diffusers, 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA Paper 2008-855 (2008) 1-11. DOI: 10.2514/6.2008-855

[4] M.J. Trout, T. McCoy, A computational model for diffuser heat transfer analysis, 16th Thermophysics Conference, Paper 1981-1123 (1981) 1-7. DOI: 10.2514/6.1981-1123.

[5] K. Yim, K. Kim, S. Kim, A numerical study on flow and heat transfer characteristics of supersonic second throat exhaust diffuser for high altitude simulation, Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers,

بدنه دیفیوزر و نگهداری دمای بدنه آن در دمای ایمن را دارد. در دو تست گفته شده، یک بدنه دیفیوزر واحد مورد استفاده قرار گرفت و حداکثر دمای ثبت شده در سطح بیرونی دیفیوزر کمتر از ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد بوده است. همچنین دمای حالت پایایی نقطه بحرانی روی سطح دیفیوزر با دمای مورد انتظار از سیستم طراحی شده تطابق بسیار خوبی نشان داد؛ بنابراین با انجام این تست‌ها عملکرد سیستم خنک‌کاری مورد تأیید قرار گرفت.

تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله مراتب قدردانی و تشکر خود را از «پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی» برای تأمین تجهیزات و امکانات مورد نیاز این پژوهش اعلام می‌دارند.

مراجع

[1] K. Schäfer, H. Zimmermann, G. Kruhsel, Altitude simulation bench for VINCI Engine, In 39th AIAA/

- cylindrical forgings, *La Metallurgia Italiana*, 7(8) (2015) 33-40.
- [15] W.P. Klinzing, J.C. Rozzi, I. Mudawar, Film and transition boiling correlations for quenching of hot surfaces with water sprays, *Journal of Heat Treating*, 9(2) (1992) 91-103.
- [16] N. Fouladi, A. Mohamadi, H. Rezaei, Numerical design and analysis of supersonic exhaust diffuser in altitude test simulator, *Modares Mechanical Engineering*, 16 (8) (2016) 40-80 (in Persian).
- [17] A. Mirbabaei, design and analysis of hot gas diffuser for high altitude simulation, MSc Thesis, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, (2018). (in Persian)
- [18] M. Ciofalo, A. Caronia, M. Di Liberto, S. Puleo, The Nukiyama curve in water spray cooling: its derivation from temperature–time histories and its dependence on the quantities that characterize drop impact, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25-26) (2007) 4948-66.
- [19] N. Mascarenhas, I. Mudawar, Analytical and computational methodology for modeling spray quenching of solid alloy cylinders, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(25-26) (2010) 5871-83.
- [20] Propulsion research group, Thermal protection of diffuser metal body using a cooling system, Tehran, Space Transportation Research Institute, Report number: STRI-SSD9980-01-R, (2018) 1-106.
- [21] A.J. Brune, S. Hosder, D. Campbell, S. Gulli, L. Maddalena, Numerical analysis of an actively-cooled low-Reynolds number hypersonic diffuser, *In 1st AIAA International Space Planes and Hypersonics Technologies Conference*, (2017) p. 2363.
- 18(5) (2014) 70-8.
- [6] K. Annamalai, K. Visvanathan, V. Sriramulu, K.A. Bhaskaran, Evaluation of the performance of supersonic exhaust diffuser using scaled down models, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17(3) (1998) 217-29.
- [7] P. Ducasse, Rocket altitude test facilities register, AGARD-AG-297, ISBN 92-835-0404-6, (1987) 1-74.
- [8] Propulsion research group, Arash 22 motor development serial tests, Tehran, Space Transportation Research Institute, Upper Stage IranSat2 project, Report number: STRI-SC9SDC11Y/01-R-I-03/49, (2016) 1-41.
- [9] I. Mudawar, Recent advances in high-flux, two-phase thermal management, *J. Therm. Sci. Eng. Appl.* 5 (2013) 021012.
- [10] G. Liang, I. Mudawar, Review of spray cooling–Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115 (2017) 1174-1205.
- [11] G. Liang, I. Mudawar, Review of spray cooling–Part 2: high temperature boiling regimes and quenching applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 115 (2017) 1206-1222.
- [12] M. Langari, Z. Yang, J.F. Dunne, S. Jafari, J.P. Pirault, C.A. Long, J.T. Jose, Multiphase computational fluid dynamics–conjugate heat transfer for spray cooling in the non-boiling regime. *The Journal of Computational Multiphase Flows*, 10.1 (2018) 33-42.
- [13] R. Zhao, W.L. Cheng, Q.N. Liu, H.L. Fan, Study on heat transfer performance of spray cooling: model and analysis, *Heat and mass transfer*, 46(8-9) (2010) 821-9.
- [14] M. Soltani, A. Pola, G.M. La Vecchia, M. Modigell, Numerical method for modelling spray quenching of