

ISSN 2008 - 918X

- ۱ بهینه سازی ترموآکونومیکی چرخه کالینای مافوق گرم برای
دماهای مختلف منابع زمین گرمایی در ایران
پریسا کاظمیانی نجف آبادی - احسان امیری راد
- ۱۷ مطالعه آزمایشگاهی عملکرد رادیومتر کروکس
رضا عرب پور - احسان روحی
- ۳۵ بررسی اثر پدیده کوران بر روی فاکتورهای آسایش حرارتی در
ساختمانی با دیوار شیشه‌ای
علیرضا عرب سلغار - نوروز حیدری - محمد شفیع دهج - افشین ایرانمنش
- ۵۳ شبیه سازی عددی فرآیند سوراخ کاری استخوان جمجمه توسط جت آب
شاهدالسادات علوی - مسعود ضیائی راد - نیما جمشیدی
- ۷۱ تحلیل عددی تأثیر تزریق سوخت بر بردار نیروی پیش‌ران موتور جت
با نازل دارای دو گلوگاه
محمد رضا سلیمی - رسول عسکری - مجید حسنی
- ۹۳ خنک کاری مجموعه باتری های لیتیوم- یون با استفاده از نانوسیال
توسط چاه حرارتی
اکرم جهان بخشی - افشین احمدی ندوشن - مرتضی بیاره

سال ۳۳، شماره ۱
پاییز ۱۴۰۰



نشریه علوم کاربردی و محاسباتی

در مکانیک

فصلنامه علمی

شماره پیاپی ۲۵

هیئت تحریریه:

دانشیار، دانشگاه آرام آی تی، استرالیا	دکتر اکبر آفاقی خطیبی
دانشیار، دانشگاه استرالیای جنوبی، استرالیا	دکتر کاظم ابهری
استاد، دانشگاه آرام آی تی، استرالیا	دکتر علی اکبر اکبرزاده
استاد، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مهندسی هوا فضا	دکتر مسعود برومند
دانشیار، دانشگاه سوانزی، انگلستان	دکتر حامد حداد خداپرست
استاد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک	دکتر سید محمد رضا خلیلی
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر احسان روحی
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر محمود شریعتی
استاد، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک	دکتر ابراهیم شیرانی چهارسوقی
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر مسعود طهانی
استاد، دانشگاه کالیفرنیا، گروه بیومکانیک سلول مولکولی، آمریکا	دکتر محمد رضا کاظم پور مفرد
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر مهران کدخدایان
دانشیار، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر حمید معین فرد
استاد، دانشگاه نیو کاسل، استرالیا	دکتر بهداد مقتدری
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر محمد رضا مه پیکر
استاد، دانشگاه کنسا مریتا، آمریکا	دکتر سیمین ناصری
استاد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی، گروه مکانیک	دکتر حمید نیازمند

ویراستار: دکتر یوسف بینا

ویرایش و صفحه آرایی: سیده عاطفه نوعی

کارشناس نشریه: تکتم هوشمند

نشانی: مشهد - دانشگاه فردوسی مشهد - دانشکده مهندسی - دفتر نشریه - صندوق پستی: ۱۱۱۱-۹۱۷۷۵

دورنگار: ۰۵۱-۳۸۷۶۳۳۰۱

تلفن: ۰۵۱-۳۸۸۰۶۰۲۴

وب سایت: <http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir>

پست الکترونیکی: mechanic-ferdowsi@um.ac.ir

شماره نامه مجوز وزارت علوم، تحقیقات و فناوری: ۱۳۳۳۷۵ مورخ ۱۳۹۰/۷/۱۹

نمایه شده در پایگاه‌های معتبر: EBSCO, Magiran, SID, ISC

فهرست مطالب

۱	پریسا کاظمیانی نجف آبادی - احسان امیری راد	بهینه‌سازی ترمواکونومیکی چرخه کالینای مافوق گرم برای دماهای مختلف منابع زمین گرمایی در ایران
۱۷	رضا عرب‌پور - احسان روحی	مطالعه آزمایشگاهی عملکرد رادیومتر کروکس
۳۵	علیرضا عرب سلغار - نوروز حیدری محمد شفیع دهج - افشین ایرانمنش	بررسی اثر پدیده کوران بر روی فاکتورهای آسایش حرارتی در ساختمانی با دیوار شیشه‌ای
۵۳	شاهدالسادات علوی - مسعود ضیائی راد نیما جمشیدی	شبیه‌سازی عددی فرآیند سوراخ کاری استخوان جمجمه توسط جت آب
۷۱	محمد رضا سلیمی - رسول عسکری مجید حسنی	تحلیل عددی تأثیر تزریق سوخت بر بردار نیروی پیش‌ران موتور جت با نازل دارای دو گلوگاه
۹۳	اکرم جهان‌بخشی - افشین احمدی ندوشن مرتضی بیاره	خنک‌کاری مجموعه باتری‌های لیتیوم-یون با استفاده از نانوسیال توسط چاه حرارتی

بهینه‌سازی ترموآکونومیکی چرخه کالینای مافوق گرم برای دماهای مختلف منابع زمین گرمایی در ایران *

مقاله پژوهشی

پریسا کاظمیانی نجف آبادی^(۱) احسان امیری راد^(۲)

چکیده منابع زمین گرمایی یکی از منابع حرارتی تجدیدپذیر هستند. در مطالعه حاضر، ابتدا به امکان‌سنجی استفاده از یک چرخه کالینای مافوق گرم برای تولید توان از منابع زمین گرمایی در ایران پرداخته شده است. با استفاده از تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی، تأثیر پارامترهای عملیاتی شامل فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک بر عملکرد چرخه کالینای مافوق گرم در دمای منبع حرارتی 170°C بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد در دمای منبع حرارتی 170°C و غلظت ۶۵٪، بیشترین کار خالص چرخه در فشار توربین $28/33\text{ bar}$ و کمترین هزینه آگزرژی تولید توان در فشار $19/44\text{ bar}$ اتفاق می‌افتد. همچنین در فشار ثابت 22 bar ، بیشینه کار خالص و کمینه هزینه آگزرژی تولید توان به ترتیب در غلظت ۶۶٪ و غلظت ۷۰/۳۳٪ اتفاق می‌افتد. نهایتاً کمینه کردن هزینه آگزرژی تولید توان به عنوان تابع هدف انتخاب شد و با استفاده از الگوریتم ژنتیک مقادیر فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک به طور هم‌زمان بهینه گردید. سرانجام، به منظور دستیابی به حداکثر عملکرد، برای دماهای مختلف منابع زمین گرمایی در ایران مقادیر بهینه فشار و غلظت در جدولی معرفی شد.

واژه‌های کلیدی زمین گرمایی، چرخه کالینای مافوق گرم، ترموآکونومیک، بهینه‌سازی.

مقدمه

زمین گرمایی به دلیل پایدار بودن ارجحیت دارد [9]. تولید برق از انرژی زمین گرمایی سابقه طولانی دارد. به طوری که در سال ۱۹۰۴، پرنس پیرو جینوری کنتی توانست اولین دستگاه تولید برق توسط یک چاه بخار زمین گرمایی را در ایتالیا راه‌اندازی کند [10]. از انرژی زمین گرمایی می‌توان برای تولید برق یا مصارف مستقیم (مانند گرمایش، سرمایش و خشک کردن) استفاده کرد [11,12]. به طور کلی، منابع زمین گرمایی در دمای پایین (پایین‌تر از 90°C) برای مصرف مستقیم مناسب هستند. مطالعات متعددی در مورد تولید توان از منابع زمین گرمایی به وسیله چرخه‌های مختلف قدرت مانند چرخه کالینا و رانکین انجام شده است [13,14]. چرخه رانکین بخار از چرخه‌های بسیار کارآمد به جهت تولید توان است [15]؛ البته، به دلیل بالا بودن دمای نقطه جوش آب، استفاده از چرخه بخار گزینۀ مناسبی برای منابع حرارتی با دمای پایین نیست [16]؛

امروزه، جلوگیری از تغییرات آب و هوایی، گرم شدن کره زمین و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی مسئله مهمی است که نیاز به همکاری همه‌جانبه دارد. افزایش جمعیت منجر به رشد چشم‌گیر میزان تقاضای انرژی در جهان شده است. پیش‌بینی تقاضای انرژی نشان می‌دهد که از سال ۲۰۱۰ تا ۲۰۳۵ تقاضای انرژی در جهان حدود ۳۵٪ رشد می‌کند [1]. انتشار گازهای گل‌خانه‌ای از معایب فعالیت‌های مربوط به تولید برق است [2]؛ بنابراین اقدامات لازم برای کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی ضروری است. به کارگیری سیستم‌های جذب کربن [3,4]، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر [5,6] و تکنیک‌های ذخیره‌سازی و بهبود کارایی تبدیل انرژی [7,8]، برخی از روش‌های کاهش انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی است.

از میان سایر انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۹/۲۶ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۷/۱۴ می‌باشد.

(۱) دکتری مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران.

(۲) نویسنده مسئول: دانشیار مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران.

پیکربندی‌های مختلف چرخه کالینا را که در محل قرارگیری بازیاب‌های حرارتی با هم متفاوتند بررسی کردند. آنها خاطرنشان کردند که استقرار و تعداد بازیاب‌های حرارتی تأثیر به‌سزایی در کارایی چرخه دارد.

ارسلان [32] غلظت بهینه را برای چرخه کالینا که با استفاده از انرژی زمین‌گرمایی 90°C تولید قدرت می‌کند برابر با $80/2\%$ معرفی کرد.

رودریگوز و همکاران [34] به بررسی چرخه کالینا و چرخه رانکین برای یک نیروگاه زمین‌گرمایی در برزیل پرداختند. آنها نشان دادند که چرخه کالینا در غلظت آمونیاک 84% ، حدود 18% توان بیشتری را نسبت به چرخه رانکین آلی تولید می‌کند.

فو و همکاران [35] اثرات فشار ورودی توربین بر عملکرد چرخه کالینا را بررسی کردند. آنها نشان دادند که می‌توان فشار مطلوبی را برای هر دمای منبع حرارتی معرفی کرد.

هتیاراچی و همکاران [36] اثر غلظت‌های مختلف آمونیاک را بر عملکرد چرخه کالینا بررسی کردند. آنها نشان دادند که می‌توان غلظت بهینه‌ای را شناسایی کرد که در آن کارایی چرخه کالینا دارای بیشترین مقدار است. در مطالعه حاضر، براساس تجزیه و تحلیل‌های انرژی، انرژی و ترموآکونومیک چرخه کالینای مافوق گرم که با استفاده از حرارت زمین‌گرمایی تولید قدرت می‌کند، مدل شده است. در ابتدا، تأثیر پارامترهای عملکردی مختلف شامل ماکزیمم فشار چرخه و غلظت آمونیاک بر کارایی چرخه کالینای مافوق گرم بررسی شد. سپس با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک و براساس تابع هدف مینیمم هزینه انرژی تولید توان، بهینه‌ترین شرایط عملیاتی معرفی شد. در نهایت، برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران، بهینه‌ترین مقادیر فشار و غلظت در جدولی ارائه گردید.

اما استفاده از برخی مایعات آلی که دارای دمای جوش پایین هستند می‌تواند گزینه جایگزین مناسبی باشد [17]؛ البته بهتر است توجه شود که برخی از مواد آلی دارای پتانسیل گرمایش جهانی و یا پتانسیل تخریب ازن بالایی هستند [18]. هم‌چنین اکثر مواد آلی فقط مناسب محدوده مشخصی از دمای منبع حرارت هستند [19]. به‌منظور انتخاب کارآمدترین سیال کاری چرخه رانکین آلی در دمای خاصی از منبع حرارتی، مطالعات متعددی انجام شده است [20,21]؛ به‌عنوان مثال، دای و همکاران [22] استفاده از ده سیال عامل آلی مختلف را در سیکل رانکین بررسی کردند. آنها نتیجه گرفتند که در دمای منبع حرارتی 145°C ، استفاده از سیال R236EA در مقایسه با سایر سیالات کاری ارجحیت دارد و منجر به حداکثر بازده انرژی در حدود $35/43\%$ می‌گردد. هم‌چنین استفاده از مخلوط‌های دوتایی در چرخه‌های قدرت منجر به بازده بالاتر آنها می‌شود [23]. این بهبود به دلیل تطابق مناسب بین دمای مخلوط زئوتروپیک (zeotropic) و دمای منبع حرارتی رخ می‌دهد [24].

مخلوط زئوتروپیک، یک مخلوط شیمیایی با ترکیبی از چندین سیال خالص است که دارای نقاط جوش مختلف هستند. اخیراً استفاده از مخلوط‌های زئوتروپیک به‌عنوان سیال کاری چرخه قدرت به دلیل برگشت‌ناپذیری پایین‌تر آنها پیشنهاد شده است [25,26]. مخلوط آب-آمونیاک یکی از کارآمدترین مخلوط‌های زئوتروپیک شناخته شده است که اغلب برای تولید توان و سرمایش از منابع حرارتی دمایی استفاده می‌شود [27,28].

در سال ۱۹۸۴، الکساندر کالینا [29] برای بازیابی حرارت اتلافی از انرژی توربین گاز چرخه جدیدی را براساس مخلوط آب-آمونیاک معرفی کرد که کالینا نام‌گذاری شد؛ سپس، این چرخه برای تولید توان از حرارت اتلافی صنایع [30] و انرژی زمین‌گرمایی [31] مورد استفاده قرار گرفت.

مدی و هگلیند [32] در پژوهشی برخی از

تحلیل سیستم

در این پژوهش یک چرخه کالینای مافوق گرم ابتدا با استفاده از تحلیل ترمودینامیکی مدل شده است. سپس با استفاده از تحلیل ترموآکونومیک به بررسی و آنالیز اقتصادی سیستم پرداخته شده است. نهایتاً با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک چرخه مورد مطالعه بهینه‌سازی گردیده است.

تحلیل ترمودینامیکی. برای مدل‌سازی هر چرخه ترمودینامیکی باید از معادلات موازنه جرم، انرژی و آگرژی استفاده شود. فرم ساده این معادلات را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2)$$

$$\dot{\phi}_Q - \dot{W}_{net} = \sum \dot{E}x_{out} - \sum \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_D \quad (3)$$

در معادلات فوق، $\dot{Q}$ میزان انتقال حرارت و $\dot{W}$ میزان کار خروجی برای هر حجم کنترل است. $\dot{m}$ و h به ترتیب نرخ جریان جرمی سیال و انتالپی هستند. $\dot{E}x_D$ برابر با میزان آگرژی تخریبی و $\dot{\phi}_Q$ بیانگر آگرژی مربوط به انتقال گرما است که مطابق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{\phi}_Q = [1 - \frac{T_0}{T}] \dot{Q} \quad (4)$$

معادلات تعادل انرژی و آگرژی برای اجزای مختلف چرخه مورد بررسی در جدول (۲) ارائه شده است.

فرضیات اصلی در تحلیل چرخه کالینای مافوق

گرم به شرح زیر است [23]

- سیستم در شرایط پایدار کار می‌کند؛
- از انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده است؛
- بازده آیزنتروپیک توربین برابر ۸۵٪ فرض شده است؛
- بازده آیزنتروپیک پمپ برابر ۸۰٪ فرض شده است؛
- آب خنک‌کننده در شرایط محیطی به کندانسور وارد می‌شود؛

- خروجی کندانسور مایع اشباع است؛
- دمای خروجی مایع زمین‌گرمایی از اواپراتور بالاتر از ۸۰ °C است [41]؛
- هزینه بر واحد آگرژی منبع حرارتی برابر با ۱/۳ GJ در نظر گرفته شده است؛
- هزینه بر واحد آگرژی آب خنک‌کننده در کندانسور برابر با صفر است.

هم‌چنین پارامترهای لازم برای شبیه‌سازی سیستم در جدول (۱) نشان داده شده است.

جدول ۱ برخی از پارامترهای ورودی مورد نیاز برای شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار
نرخ جریان جرمی منبع حرارتی (kg/s)	۱
دمای منبع حرارتی (°C)	۱۷۰
حداقل دمای سیال زمین‌گرمایی خروجی از اواپراتور (°C)	۸۰
دمای نقطه پینچ (°C)	۶
دمای ورودی منبع سرد (°C)	۱۵
دمای خروجی منبع سرد (°C)	۳۰
فشار توربین (bar)	۲۰-۴۰
غلظت آب-آمونیاک (%)	۶۰-۹۰

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{\phi}_{Q,in}} \quad (V)$$

تحلیل ترمو اکونومیک. تحلیل ترمو اکونومیک یک سیستم را از منظر اقتصادی و حرارتی بررسی می کند. هزینه انرژی هر جریان را می توان با استفاده از تجزیه و تحلیل ترمو اکونومیک محاسبه کرد. معادله تعادل هزینه برای هر حجم کنترل را می توان به شرح زیر بیان کرد [42]:

$$\dot{C}_{q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{w,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (A)$$

$\dot{C}_{w,k}$ و $\dot{C}_{q,k}$ به ترتیب نرخ هزینه انرژی واحد انتقال گرما و کار هستند. $\dot{C}_{out,k}$ و $\dot{C}_{in,k}$ به ترتیب نرخ هزینه جریان های ورودی و خروجی هر جز هستند که مطابق رابطه زیر محاسبه می شوند:

$$\dot{C}_k = c_k \dot{E}x_k \quad (9)$$

$\dot{Z}_k$ نرخ کلی هزینه هر جزء شامل هزینه های سرمایه گذاری و تعمیر و نگهداری است که مطابق زیر به دست می آید [42].

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} = \frac{CRF \times \phi_r \times Z_k}{N \times 3600} \quad (10)$$

در معادله فوق، ϕ_r و N به ترتیب عامل نگهداری (در این مطالعه ۱/۰۶) و ساعت کار سالانه (در این مطالعه ۷۴۴۶ ساعت) هستند. Z_k هزینه خرید هر یک از اجزای سیستم است که طبق جدول (۳) به دست می آید [۴۲]. CRF به شرح زیر محاسبه می شود:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (11)$$

در معادله فوق، n و i به ترتیب کل دوره عملکرد سیستم (در این مطالعه ۲۰ سال) و نرخ بهره (در این

جدول ۲ معادلات تعادل انرژی و انرژی برای

اجزای مختلف چرخه

اجزای سیستم	انرژی	انرژی
توربین	$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$	$\dot{E}x_6 = \dot{E}x_7 + \dot{W}_{tur} + \dot{E}x_{D,tur}$
مخلوط کننده	$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10}$	$\dot{E}x_9 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{D,mix}$
کندانسور	$\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})$	$\dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{11} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{D,cond}$
پمپ	$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$	$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{tur} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{D,pump}$
مبدل حرارتی	$\dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$	$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_1 = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{D,HTR}$
اوپراتور	$\dot{m}_{12}(h_4 - h_{12}) = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{D,evap}$
جداساز	$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_4 h_4$ $\dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_4 X_4$	$\dot{E}x_4 = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{D,sep}$
شیر اختناق	$h_8 = h_9$	$\dot{E}x_8 = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{D,t.v}$

به منظور ارزیابی عملکرد چرخه مدل شده، کار خالص، بازده های انرژی و انرژی به شرح زیر محاسبه می شوند:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur} - \dot{W}_{pump} \quad (5)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (6)$$

مطالعه ۱۰٪) هستند.

معادلات تعادل ترموآکونومیک برای اجزای مختلف چرخه در جدول (۳) ارائه شده است.

جدول ۳ معادلات تعادل ترموآکونومیک

برای اجزای مختلف چرخه

اجزای سیستم	تعادل ترموآکونومیک	هزینه خرید
توربین	$\dot{C}_6 + \dot{Z}_{tur} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{tur}$	$Z_{tur} = 4405 \times W_{tur}^{0.7}$
مخلوط کننده	$\dot{C}_7 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{mix} = \dot{C}_{10}$	$Z_{mix} = 0$
کندانسور	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{cond} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{13}$	$Z_{cond} = 1773 \times \dot{m}_{10}$
پمپ	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{pump} + \dot{Z}_{pump} = \dot{C}_{12}$	$Z_{pump} = 2100 \left(\frac{\dot{W}_{pump}}{10} \right)^{0.26} \times \left(\frac{1 - \eta_{is,pump}}{\eta_{is,pump}} \right)^{0.5}$
مبدل حرارتی	$\dot{C}_1 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{hex} = \dot{C}_2 + \dot{C}_6$	$Z_{hex} = 12000 \times \left(\frac{A_{hex}}{100} \right)^{0.6}$
اوپراتور	$\dot{C}_2 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{evap} = \dot{C}_4 + \dot{C}_3$	$Z_{evap} = 16000 \times \left(\frac{A_{evap}}{100} \right)^{0.6}$
شیر اختناق	$\dot{C}_8 + \dot{Z}_{valve} = \dot{C}_9$	$Z_{valve} = 0$

اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی

برای بررسی قابلیت اطمینان مدل ترمودینامیکی توسعه یافته، روابط و فرضیات، یک چرخه کالینای فوق گرم مدل شد. نتایج مدل حاضر با نتایج وانگ و همکاران [45] مقایسه شد که در جدول (۴) نشان داده شده است. مطابق جدول (۴) توافق خوبی بین نتایج مطالعه حاضر و نتایج حاصل از مطالعه وانگ و همکاران [45] مشاهده می شود.

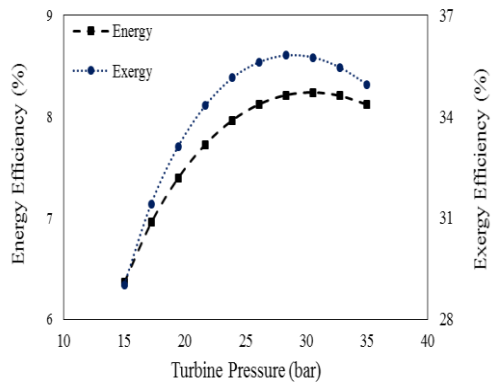
جدول ۴ اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی

مدل حاضر	وانگ و همکاران [45]	خطا (%)
کار پمپ (kW)	۲۶/۸۱	۲۴/۹۴
کار توربین (kW)	۴۰۴/۶	۴۰۹/۲۸
کار خالص (kW)	۳۷۷/۸	۳۸۴/۳۴
بازده حرارتی (%)	۶/۴	۶/۵

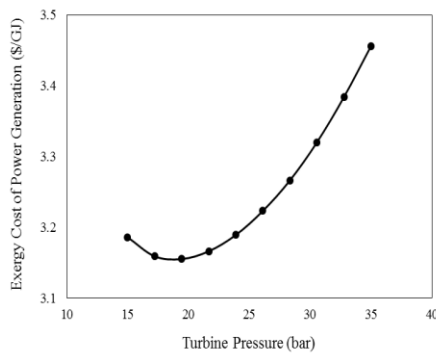
نتایج

در این بخش، ابتدا تأثیر پارامترهای عملیاتی مانند فشار توربین و غلظت مخلوط آب- آمونیاک بر عملکرد سیستم مورد مطالعه بررسی می شود؛ سپس با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک و براساس تابع هدف ترموآکونومیک معرفی شده، در یک دمای منبع حرارتی ثابت، مقادیر فشار توربین و غلظت آب-آمونیاک بهینه می شود. نهایتاً این مقادیر بهینه برای سایر دماهای منابع زمین گرمایی در جدولی ارائه می گردد.

بهینه‌سازی. به منظور بهینه‌سازی سیستم مورد مطالعه، به حداقل رساندن هزینه اگزرژی واحد تولید توان (c_{tur}) به عنوان تابع هدف انتخاب شده است. فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک متغیرهای تصمیم‌گیری مؤثری هستند که عملکرد سیستم تولید قدرت را تحت تأثیر قرار می دهند. به منظور بهینه‌سازی سیستم و دستیابی به مقادیر بهینه متغیرها، الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک مورد استفاده قرار گرفته است. الگوریتم ژنتیک یک روش بهینه‌سازی است که از قوانین تکامل طبیعی برای یافتن مقادیر بهینه استفاده می کند [43]. در مقاله حاضر، از



شکل ۴ تأثیر فشارهای مختلف توربین بر بازده انرژی و اگزرژی



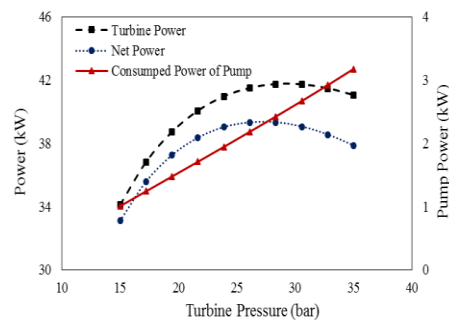
شکل ۵ تأثیر فشارهای مختلف توربین بر هزینه اگزرژی تولید توان

تأثیر غلظت آب- آمونیاک بر عملکرد چرخه. اثرات تغییر غلظت آب- آمونیاک بر کار مصرفی در پمپ، کار تولیدی توربین و همچنین کار خالص سیستم مورد مطالعه در شکل (۶) نشان داده شده است. افزایش غلظت آمونیاک سبب کاهش نرخ جریان جرمی سیستم و در نتیجه کاهش کار مصرفی در پمپ می شود که در شکل (۶) نشان داده شده است. همچنین، بالا بردن غلظت آمونیاک منجر به افزایش نرخ جریان جرمی عبوری از توربین می شود، در حالی که کار مخصوص توربین را کاهش می دهد. بنابراین، برهم کنش این تغییرات منجر به وجود یک غلظت بهینه شده است که در آن کار توربین در ماکزیمم مقدار است. همچنین مطابق شکل (۶)، در غلظت ۶۶٪، بیشترین مقدار کار خالص برابر با ۳۸/۵ kW است.

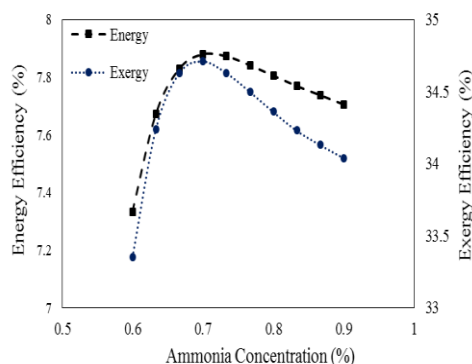
تأثیر فشار توربین بر عملکرد چرخه. فشار توربین بالاتر منجر به افزایش کار پمپ می شود که در شکل (۳) نشان داده شده است. افزایش فشار توربین منجر به افزایش انتالپی ورودی به توربین و نهایتاً افزایش کار مخصوص توربین می گردد. از طرف دیگر، نرخ جریان جرمی عبوری از توربین با افزایش فشار کاهش می یابد. مطابق جدول (۲)، کار توربین برابر حاصل ضرب کار مخصوص در نرخ جریان جرمی عبوری از توربین است؛ بنابراین یک فشار بهینه وجود دارد که در آن کار توربین بیشینه است. همچنین کار خالص که از اختلاف کار توربین و کار مصرفی پمپ حاصل می شود در فشار ۲۸/۳۳ bar به ماکزیمم مقدار ۳۹/۳۲ kW می رسد که در شکل (۳) نمایش داده شده است.

شکل (۴) تأثیر افزایش فشار توربین بر مقادیر بازده انرژی و اگزرژی را نشان می دهد. افزایش فشار توربین منجر به کاهش انرژی و اگزرژی جذب شده در اواپراتور می شود. مطابق معادلات (۶ و ۷)، ماکزیمم بازده انرژی و اگزرژی به ترتیب در فشارهای ۳۰/۵۶ bar و ۲۸/۳۳ bar اتفاق افتاده است که در شکل (۴) نشان داده شده است.

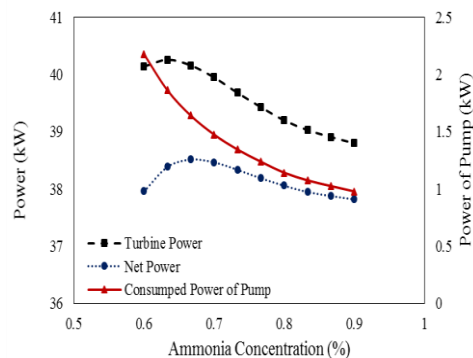
تأثیر افزایش فشار ورودی توربین بر هزینه واحد اگزرژی تولید قدرت در شکل (۵) نشان داده شده است. واضح است هر چه مقدار هزینه اگزرژی تولید توان کمتر باشد بهتر است. بهینه ترین مقدار هزینه اگزرژی برابر است با ۳/۱۵۵ \$/GJ که در فشار ۱۹/۴۴ bar اتفاق می افتد.



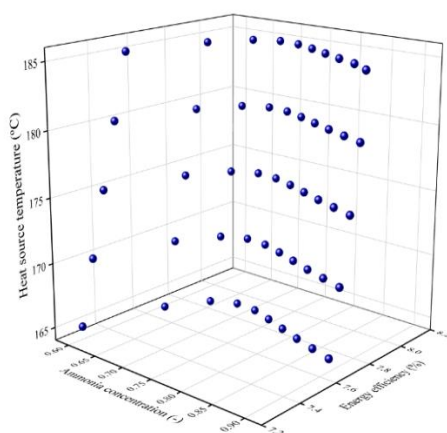
شکل ۳ تأثیر فشارهای مختلف توربین بر کار مصرفی پمپ، کار توربین و کار خالص



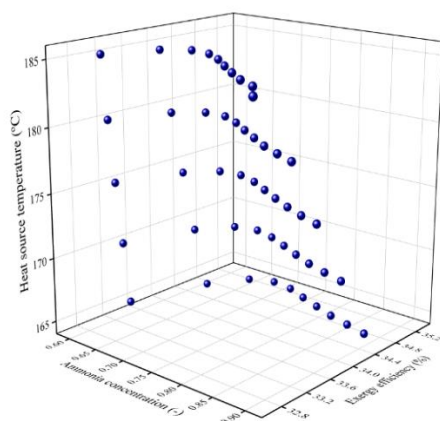
(۱)



شکل ۶ تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک بر کار مصرفی پمپ، کار توربین و کار خالص



(ب)



(ج)

شکل ۷ تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک بر (آ) بازده انرژی و (ب) بازده انرژی در دمای منبع زمین گرمایی 170°C ، (ج) بازده انرژی در دماهای مختلف منابع زمین گرمایی و (د) بازده انرژی در دماهای مختلف منابع زمین گرمایی

تغییرات بازده‌های انرژی و انرژی با افزایش غلظت برای دمای 170°C در شکل (۷-آ) نشان داده شده است. مطابق شکل (۷-آ) وقتی سایر پارامترهای سیستم ثابت باشد، ماکزیمم بازده انرژی و انرژی برای دمای منبع زمین گرمایی 170°C به ترتیب برابر با ۷۷/۸۸ و ۳۴/۷۱٪ هستند که در غلظت ۷۰٪ اتفاق می افتد. همچنین تغییرات بازده‌های انرژی و انرژی با افزایش غلظت در دماهای مختلف منابع زمین گرمایی در شکل (۷) قسمت (ب) و (ج) نشان داده شده است. افزایش دمای منبع زمین گرمایی منجر به افزایش بازده انرژی و انرژی شده است.

در شکل (۸) تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک بر هزینه انرژی تولید توان در دماهای مختلف منابع زمین گرمایی نمایش داده شده است. همان طور که در شکل (۸) نشان داده شده است برای دمای منبع گرمایی 170°C در غلظت ۷۰/۳۳٪ هزینه واحد انرژی تولید توان در کمترین مقدار و برابر با $3/11\text{ \$}/\text{GJ}$ است. مطابق شکل (۸) افزایش دمای منبع زمین گرمایی منجر به کاهش هزینه واحد انرژی تولید توان شده است.

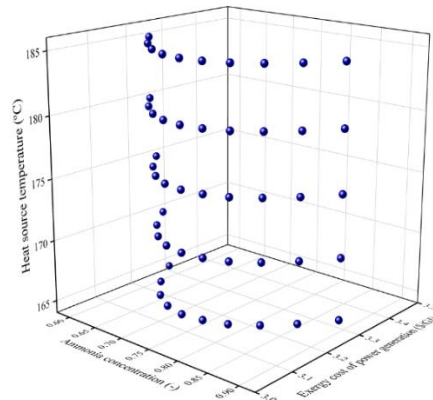
جدول ۶ شرایط بهینه براساس کمینه کردن هزینه اگزرژی تولید

توان در دماهای مختلف حرارتی

کار خالص (kW)	تابع هدف (\$/GJ)	شرایط بهینه	دما (°C)	منطقه زمین گرمایی
۳۹/۶۳	۳/۱	$P=27/99$ bar	۱۶۵	سهند
		$X=80/13$		
۴۳/۲۵	۳/۰۹۶	$P=28/85$ bar	۱۷۰	خوی- ماکو
		$X=80/1$		
۵۰/۶۵	۳/۰۸۵	$P=30/05$ bar	۱۸۳	سبلان
		$X=80/21$		
۵۷/۴۱	۳/۰۷۶	$P=33/61$ bar	۱۹۰	دماوند
		$X=83/39$		

نتیجه گیری

افزایش درخواست انرژی، کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی و... منجر به نیاز روزافزون به استفاده از سیستم‌های نوآورانه و سوخت‌های تجدیدپذیر شده‌است. از میان سایر انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی زمین‌گرمایی به‌دلیل پایدار بودن ارجحیت دارد. در مقاله حاضر، یک چرخه کالینای مافوق گرم با هدف تولید توان از گرمای منابع زمین‌گرمایی در ایران مدل شده‌است. براساس تجزیه و تحلیل‌های ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی اثرات پارامترهای مختلف عملیاتی مانند فشار توربین و غلظت آب- آمونیاک بر عملکرد چرخه بررسی شد. نتایج در دمای منبع حرارتی 170°C و غلظت ۶۵٪ نشان می‌دهند ماکزیمم بازده‌های انرژی و اگزرژی به‌ترتیب در فشارهای $30/56$ bar و $28/33$ bar اتفاق می‌افتند؛ درحالی‌که کمترین هزینه اگزرژی تولید توان در فشار $19/44$ bar است. هم‌چنین در فشار ثابت 22 bar، ماکزیمم بازده انرژی و اگزرژی به‌ترتیب برابر



شکل ۸ تأثیر غلظت‌های مختلف آمونیاک و دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی بر هزینه اگزرژی تولید توان

بهینه‌سازی هم‌زمان غلظت آب- آمونیاک و فشار

توربین. به‌منظور بهینه‌سازی سیستم مورد مطالعه در دمای مشخصی از منبع حرارتی، کمینه کردن هزینه اگزرژی تولید توان به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده‌است. بااستفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک در دمای منبع حرارتی 170°C ، مقادیر بهینه برای غلظت آمونیاک و فشار توربین مطابق جدول (۵) به‌دست می‌آید.

جدول ۵ شرایط بهینه براساس کمینه کردن هزینه اگزرژی تولید توان در دمای 170°C

کار خالص (kW)	تابع هدف (\$/GJ)	غلظت (%)	فشار (bar)	دما (°C)
۴۳/۲۵	۳/۰۹۶	۸۰/۰۱	۲۸/۸۵	۱۷۰

براساس الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک، نتایج بهینه‌سازی برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران در جدول (۶) نشان داده شده‌است. افزایش دمای منبع حرارتی سبب بهبود تولید کار خالص و درنتیجه کاهش هزینه اگزرژی تولید توان شده‌است. هم‌چنین مطابق جدول (۶)، با افزایش دمای منبع حرارتی مقدار فشار و غلظت بهینه افزایش یافته‌است.

نمادها		با ۷/۸۸٪ و ۳۴/۷۱٪ هستند که در غلظت ۷۰٪ اتفاق می‌افتند. با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک و تابع هدف کمینه کردن هزینه‌ی انرژی تولید توان، غلظت و فشار به‌طور هم‌زمان در دمای منبع حرارتی ثابت بهینه شدند. به‌طوری‌که در دمای منبع حرارتی ۱۷۰°C، فشار و غلظت بهینه به ترتیب برابر با ۲۸/۸۵ bar و ۸۰/۱٪ هستند. در نهایت به‌منظور دستیابی به حداکثر عملکرد، برای دماهای مختلف منابع زمین‌گرمایی در ایران مقادیر بهینه‌ی غلظت و فشار در جدولی ارائه شدند.
$\dot{m}$	نرخ جریان جرمی (kg/s)	
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)	
$\dot{W}$	نرخ کار (kW)	
h	انتالپی (kJ/kg)	
$\dot{E}_x$	نرخ انرژی (kW)	
$\dot{\phi}_Q$	نرخ انرژی انتقال گرما (kW)	
T	دما (K)	
η_I	بازده انرژی (٪)	واژه نامه
η_{II}	بازده انرژی (٪)	Geothermal زمین گرمایی
$\dot{C}$	نرخ هزینه انرژی (\$/s)	Renewable تجدید پذیر
$\dot{Z}$	نرخ هزینه اولیه (\$/s)	Thermoeconomic ترمواکونومیک
ϕ_r	عامل نگهداری	Pinch point نقطه پینچ
N	ساعت کار سالانه (h)	Optimization بهینه سازی
n	دوره عملکرد سیستم (سال)	Turbine pressure فشار توربین
i	نرخ بهره	Ammonia concentration غلظت آمونیاک

مراجع

1. Al-alili, A., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Review of Solar Thermal Air Conditioning Technologies", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 39, pp. 4–22, (2013).
2. Amiri Rad, E. and Kazemiani-najafabadi, P., "Thermo-Environmental and Economic Analyses of an Integrated Heat Recovery Steam-Injected Gas Turbine", *Energy*, Vol. 141, pp. 1940–1954, (2017).
3. Gazzani, M., Turi, DM., Ghoniem, AF., Macchi, E. and Manzolini, G., "Techno-Economic Assessment of Two Novel Feeding Systems for a Dry-Feed Gasifier in an IGCC Plant with Pd-Membranes for CO₂ Capture", *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 25, pp. 62–78, (2014).
4. Hanak, DP., Biliyok, C. and Manovic, V., "Efficiency Improvements for the Coal-Fired Power Plant Retrofit with CO₂ Capture Plant Using Chilled Ammonia Process", *Applied Energy*, Vol. 151, pp. 258–272, (2015).
5. Sheu, EJ. and Ghoniem, A., "Redox Reforming Based, Integrated Solar-Natural Gas Plants: Reforming and Thermodynamic Cycle Efficiency", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 39, pp.

- 14817–14833, (2014).
6. Sheu, EJ., Mokheimer, EMA. and Ghoniem. AF., "Dry Redox Reforming Hybrid Power Cycle: Performance Analysis and Comparison to Steam Redox Reforming", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 40, pp. 2939–2949, (2015).
 7. Carapellucci, R. and Giordano, L., "Upgrading Existing Coal-Fired Power Plants Through Heavy-Duty and Aeroderivative Gas Turbines", *Applied Energy*, Vol. 156, pp. 86–98, (2015).
 8. Singh, OK., "Performance Enhancement of Combined Cycle Power Plant Using Inlet Air Cooling by Exhaust Heat Operated Ammonia-Water Absorption Refrigeration System", *Applied Energy*, Vol. 180, pp. 867–879, (2016).
 9. Ratlamwala, TAH. and Dincer, I., "Energetic and Exergetic Investigation of Novel Multi-Flash Geothermal Systems Integrated with Electrolyzers", *Journal of Power Sources*, Vol. 254, pp. 306–315, (2014).
 10. DiPippo, R., "Geothermal Power Plants: Principles , Applications , Case Studies and Environmental Impact", Third Edit. Butterworth-Heinemann, (2012).
 11. Kanoglu, M. and Bolatturk, A., "Performance and Parametric Investigation of a Binary Geothermal Power Plant by Exergy", *Renewable Energy*, Vol. 33, pp. 2366–2374, (2008).
 12. Soltani, M., Kashkooli, FM., Dehghani-Sanij, A., Kazemi, AR., Bordbar, N., Farshchi, MJ., et al., "A Comprehensive Study of Geothermal Heating and Cooling Systems", *Sustainable Cities and Society*, Vol. 44, pp. 793–818, (2019).
 13. Fu, W., Zhu, J., Li, T., Zhang, W. and Li, J., "Comparison of a Kalina Cycle Based Cascade Utilization System with an Existing Organic Rankine Cycle based Geothermal Power System in an Oilfield", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 58, No. 2, pp. 224–233, (2013).
 14. Prananto, LA., Zaini, IN., Mahendranata, BI., Juangsa, FB., Aziz, M. and Soelaiman, F., "Use of the Kalina Cycle as a Bottoming Cycle in a Geothermal Power Plant: Case Study of the Wayang Windu Geothermal Power Plant", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 132, pp. 686–696, (2018).
 15. Andeasen, JG., Meroni, A. and Haglind, F., "A Comparison of Organic and Steam Rankine Cycle Power Systems for Waste Heat Recovery on Large Ships", *Energies*, Vol. 10, No. 4, pp. 1–23, (2017).
 16. Drescher, U. and Bruggemann, D., "Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 223–228, (2007).
 17. Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer, J., "Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles", *Energy*, Vol. 32, No. 7, pp. 1210–1221, (2007).
 18. Dincer, I. and Kanoglu, M., "Refrigeration Systems and Applications", Second. Wiley, (2010).

19. [19] Pintoro, A., Ambarita, H., Nur, TB. and Napitupulu, FH., "Performance Analysis of Low Temperature Heat Source of Organic Rankine Cycle for Geothermal Application", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering PAPER*, Vol. 308, (2018).
20. Rayegan, R. and Tao, YX., "A Procedure to Select Working Fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)", *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 659–670, (2011).
21. Fakeye-Babatunde, A. and Oyedepo-Sunday, O., "A Review of Working Fluids for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications", *IOP Conf Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 413, (2018).
22. Dai, Y., Wang, J. and Gao, L., "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 3, pp. 576–582, (2009).
23. Kazemiani-Najafabadi, P. and Amiri Rad, E., "Optimization of an Improved Power Cycle for Geothermal Applications in Iran", *Energy*, Vol. 209, pp. 118381, (2020).
24. Mahmoudi, SMS., Pourreza, A., Akbari, AD. and Yari, M., "Exergoeconomic Evaluation and Optimization of a Novel Combined Augmented Kalina Cycle/ Gas Turbine-Modular Helium Reactor", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, pp. 109–120, (2016).
25. Miao, Z., Zhang, K., Wang, M. and Xu, J., "Thermodynamic Selection Criteria of Zeotropic Mixtures for Subcritical Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 167, pp. 484–497, (2019).
26. Dawo, F., Wieland, C. and Spliethoff, H., "Kalina Power Plant Part Load Modeling: Comparison of Different Approaches to Model Part Load Behavior and Validation on Real Operating Data", *Energy*, Vol. 174, pp. 625–537, (2019).
27. Alelyani, SM., Fette, NW., Stechel, EB., Doron, P. and Phelan, PE., "Techno-Economic Analysis of Combined Ammonia-Water Absorption Refrigeration and Desalination", *Energy Conversion and Management*, Vol. 143, pp. 493–504, (2017).
28. Fallah, M., Mahmoudi, SMS., Yari, M. and Ghiasi, RA., "Advanced Exergy Analysis of the Kalina Cycle Applied for Low Temperature Enhanced Geothermal System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 108, pp. 190–201, (2016).
29. Kalina, AI., "Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 737–742, (1984).
30. Nguyen, TQ., Slawwhite, JD. and Boulama KG., "Power Generation from Residual Industrial Heat", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 2220–2229, (2010).
31. Dipippo, R., "Second Law Assessment of Binary Plants Generating Power from Low-Temperature Geothermal Fluids", *Geothermics*, Vol. 33, No. 5, pp. 565–586, (2004).

32. Modi, A. and Haglind, F., "Thermodynamic Optimisation and Analysis of Four Kalina Cycle Layouts for High Temperature Applications", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 76, pp. 196–205, (2015).
33. Arslan, O., "Exergoeconomic Evaluation of Electricity Generation by the Medium Temperature Geothermal Resources , Using a Kalina Cycle: Simav Case Study", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 9, pp. 1866–1873, (2010).
34. Rodríguez, CEC., Palacio, JCE., Venturini, OJ., Silva Lora, EE., Cobas, MV., Santos, DM., et al., "Exergetic and Economic Comparison of ORC and Kalina Cycle for Low Temperature Enhanced Geothermal System in Brazil", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 1, pp. 109–119, (2013).
35. Fu, W., Zhu, J., Zhang, W. and Lu, Z., "Performance Evaluation of Kalina Cycle Subsystem on Geothermal Power Generation in the Oilfield", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 54, No. 2, pp. 497–506, (2013).
36. Hettiarachchi, HDM., Golubovic, M., Worek, WM. and Ikegami, Y., "The Performance of the Kalina Cycle System 11 (KCS-11) With Low-Temperature Heat Sources", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 129, No. 3, pp. 243–247, (2007).
37. Noorollahi, Y., Yousefi, H., Itoi, R. and Ehara, S., "Geothermal Energy Resources and Development in Iran", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, No. 5, pp. 1127–1132, (2009).
38. Noorollahi, Y., Ghasempour, R. and Jalilinasrabady, S., "A GIS Based Integration Method for Geothermal Resources Exploration and Site Selection", *Energy Exploration and Exploitation*, Vol. 33, No. 2, pp. 243–258, (2015).
39. Noorollahi, Y., Shabbir, MS., Siddiqi, AF., Ilyashenko, LK. and Ahmadi, E., "Review of Two Decade Geothermal Energy Development in Iran, Benefits, Challenges, and Future Policy", *Geothermics*, Vol. 77, pp. 257–266, (2019).
40. Yousefi, H., Noorollahi, Y., Ehara, S., Itoi, R. and Yousefi, A., "Geothermics Developing the Geothermal Resources Map of Iran", *Geothermics*, Vol. 39, No. 2, pp. 140–151, (2010).
41. Hassani Mokarram, N. and Mosaffa, AH., "Investigation of the Thermoeconomic Improvement of Integrating Enhanced Geothermal Single Flash with Transcritical Organic Rankine Cycle", *Energy Conversion and Management*, Vol. 213, pp. 112831, (2020).
42. Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, SMS., Yari, M. and Rosen, MA., "Exergoeconomic Assessment and Parametric Study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor Combined with Two Organic Rankine Cycles", *Energy*, Vol. 65, pp. 533–543, (2014).
43. Heo, J-H., Kim, M-K., Park, G-P., Yoon, YT., Park, JK., Lee, S-S., et al., "A Reliability-Centered Approach to an Optimal Maintenance Strategy in Transmission Systems Using a Genetic Algorithm",

- IEEE Transactions on Power Delivery*, Vol. 26, No. 4, pp. 2171–2179, (2011).
44. Kazemiani-najafabadi, P. and Amiri Rad, E., "Multi-Objective Optimization of a Novel Offshore CHP Plant Based on a 3E Analysis", *Energy*, Vol. 224, pp. 120135, (2021).
45. Wang, J., Wang, J., Zhao, P. and Dai, Y., "Proposal and Thermodynamic Assessment of a New Ammonia-Water Based Combined Heating and Power (CHP) System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 184, pp. 277–289, (2019).

Thermoeconomic Optimization of a Superheated Kalina Cycle for Various Geothermal Source Temperatures in Iran

Parisa Kazemiani-Najafabadi¹, Ehsan Amiri Rad²

1. Introduction

Today, fighting against climate change, global warming and declining fossil fuel sources are important issues requiring comprehensive cooperation. Increasing the population leads to the significant growth of world energy demand. Forecasts of energy demand indicate that from 2010 to 2035 world's energy demand grows about 35%. The greenhouse gas emission is one of the disadvantages of activities related to energy generations. Therefore, immediate actions to decrease the pollutant emissions are essential. Employing carbon capture systems, using renewable energies, storage techniques, and improving the energy conversion efficacy are some methods for decreasing environmental emissions.

Among the renewable energies, geothermal energy is one of the promising resources as it is clean, sustainable, and reliable. It is a heat energy that emanates from the heat beneath the earth's interior. Generating electricity by geothermal resources dates back to many years ago.

The steam Rankine cycle is an effective cycle to generate power. Due to high critical temperature of water, however, using steam cycle is not a good choice for heat sources with low and moderate temperatures. But the use of some organic fluids that have low boiling points is an alternative choice. High exergy destruction in evaporator is the main problem in ORCs. Therefore, due to variable phase change temperature (non-isothermal), the use of the zeotropic mixtures like ammonia-water as the working fluid was proposed. Kalina cycle is a kind of power cycle in which ammonia-water mixture is used as the working fluid.

In this study, based on the thermodynamic and thermoeconomic analyses, a superheated Kalina cycle driven by a geothermal heat source is analyzed. The effects of ammonia concentration and turbine pressure on the performance of the system are investigated. Finally, for different

temperatures of geothermal sources in Iran, the optimum ammonia concentration and optimum turbine pressure are presented, using a genetic algorithm.

2. System Description

In this study, a superheated Kalina cycle is simulated that uses a geothermal resource as the heat source. Ammonia-water mixture is used as the working fluid. Figure 1 shows the schematic of the investigated superheated Kalina cycle.

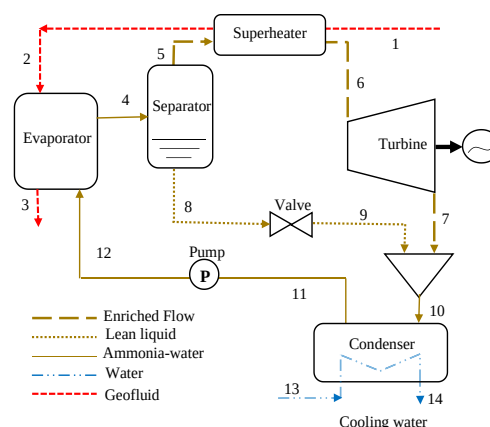


Figure 1. A configuration of a superheated Kalina cycle

3. System Analysis

In this research, a superheated Kalina cycle is modeled based on thermodynamic and thermoeconomic analyses. Ammonia concentration and turbine pressure are two effective operating parameters. First, the effects of these parameters on the performance of the system are investigated. Then, based on the genetic algorithm, the system is optimized and the optimum values of parameters for different geothermal heat sources are reported.

The effect of turbine pressure on the cycle performance

Increasing the turbine pressure reduces the energy and exergy absorbed in the evaporator. Therefore, at a heat source temperature of 170 °C, maximum energy and exergy efficiencies occur at pressures of 30.56 bar and 28.33 bar, respectively, as shown in Figure 2.

¹. Doctorate of Energy Conversion, Department of Mechanical Engineering, Center of Computational Energy, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran.

². Corresponding author :Associate Professor of Energy Conversion, Department of Mechanical Engineering, Center of Computational Energy, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran.
Email: Ehsanamech@gmail.com

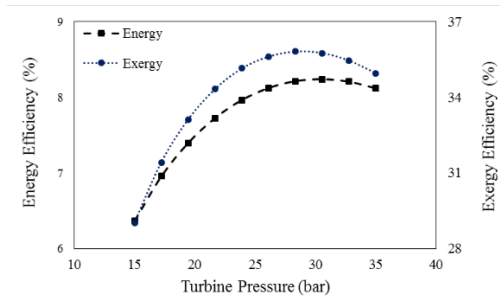


Figure 2. The effects of various turbine pressures on the energy and exergy efficiencies

The effect of ammonia concentration on the cycle performance

Considering Figure 3, at a heat source temperature of 170 °C, the maximum energy and exergy efficiencies occur at a concentration of 7%.

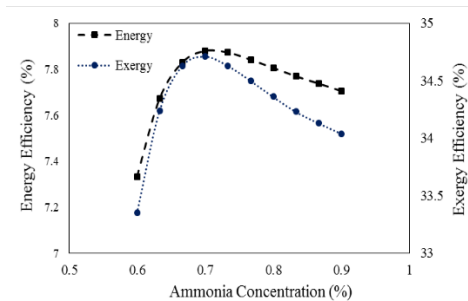


Figure 3. Effects of various ammonia concentrations on the energy and exergy efficiencies

Simultaneous optimization

In order to optimize the system, minimizing the exergy cost of power generation is considered as the objective function. Using the genetic optimization algorithm at the heat source temperature of 170 °C, the optimal values for ammonia concentration and turbine pressure are obtained 80.1% and 28.85bar, respectively. Finally, the optimum values of parameters for different heat source temperatures are listed in Table 1.

Table 1. Optimum values of pressure and concentration for different heat source temperatures.

Region	Temperature	Optimum values	Objective function (\$/GJ)
Sahand	165°C	P=27.99	3.1
		X=80.13	
Khoy-Maku	170 °C	P=28.85	3.096
		X=80.1	
Sabalan	183°C	P=30.05	3.085
		X=80.21	
Damavand	190°C	P=33.61	3.076
		X=83.39	

4. Conclusion

In this study, with the aim of generating power from geothermal sources in Iran, a superheated Kalina cycle was modeled. Based on thermodynamic and thermoeconomic analyses, the effects of various turbine pressures and ammonia-water concentrations on the cycle performance were investigated. The results show that for heat source temperature of 170 °C and concentration of 65%, the minimum exergy cost of power generation happens at a pressure of 19.44 bar. Moreover, at a constant pressure of 22 bar, the minimum exergy cost of power generation occurs at a concentration of 70.33%. Finally, using the genetic algorithm and the objective function of minimizing the exergy cost of power generation, for heat source temperature of 170°C the optimum values of concentration and pressure obtain 80.1% and 28.85 bar, respectively. Eventually, in order to achieve maximum performance, the optimal values of concentration and pressure are presented for different temperatures of geothermal sources in Iran.

مطالعه آزمایشگاهی عملکرد رادیومتر کروکس*

مقاله پژوهشی

رضا عرب‌پور^(۱)احسان روحی^(۲)

چکیده این مقاله به بررسی و مطالعه آزمایشگاهی عملکرد پره‌های پمپ‌های رادیومتریکی می‌پردازد. یک نمونه از این پمپ‌های رادیومتریکی، رادیومتر کروکس است که شامل محفظه‌ای شیشه‌ای شکل است که درون آن خلأ است. داخل این محفظه شیشه‌ای پره‌هایی بر روی یک سوزن قرار دارند. یک طرف از این پره‌ها به صورت براق و سمت دیگر به صورت تیره هستند. در این پژوهش برای اولین بار مکانیزمی برای تعیین دما به صورت مستقیم از روی پره‌های سرد و گرم در نظر گرفته شده است. مشاهده می‌شود که نیروی اندازه‌گیری شده با اختلاف دمای میان دو سر پره متناسب است و این تناسب به صورت خطی است؛ اما این ارتباط تنها تا بیشینه اختلاف دما صادق است. سرعت زاویه‌ای پره‌ها نیز توسط یک تاکومتر لیزری اندازه‌گیری شده است. برای محاسبه نیرو از سرعت اندازه‌گیری شده استفاده شده است. این مطالعه در سه بخش صورت گرفته است. بخش اول (آزمایشگاهی) ساخت یک نمونه رادیومتر کروکس است. بخش دوم شامل مطالعه و بازخوانی تحلیل جریان رادیومتریکی و تئوری‌های مربوط به نیروی رادیومتریکی می‌باشد و در بخش سوم مقایسه نتایج آزمایشگاهی و تئوری‌های موجود در قسمت آزمایشگاهی انجام شده است. این آزمایش در چهار فشار کاری 30 pa، 6 pa، 0.6 pa و 0.06 pa انجام شده است. هر فشار به ترتیب نماینده اعداد نودسن ۰.۰۵، ۰.۱، ۱ و ۱۰ و یک رژیم جریان است. بیشینه نیروها در فشار 6 pa و بیشینه سرعت در فشار 0.6 pa مشاهده شد که با داده‌های تئوری تطابق خوبی دارد.

واژه‌های کلیدی جریان رقیق شده، جریان رادیومتریکی، پمپ‌های رادیومتریکی، رادیومتر کروکس

مقدمه

تنش‌های حرارتی غیر خطی [9,10]، جریان لبه حرارتی

[11] و جریان ناشی از اختلاف دما در طرفین یک پره (جریان رادیومتریکی) [12,13].

پمپ‌های رادیومتریکی در جریان‌های گاز رقیق بر اساس ایجاد نیروی رادیومتریکی عمل می‌کنند. معیار رقیق‌شدگی در جریان‌های گازی با عدد بدون بعد نودسن (Kn) نمایش داده می‌شود. این عدد نسبت طول پویش آزاد مولکولی (λ) به طول مشخصه هندسی (L) را گزارش می‌کند. عدد نودسن طبق رابطه (۱)، با عدد رینولدز (Re) و عدد ماخ (Ma) ارتباط دارد [14].

$$Kn = \lambda / L = \sqrt{\frac{\gamma \pi}{2}} \frac{Ma}{Re} \quad (1)$$

از ویژگی‌های منحصر به فرد گاز رقیق این است که می‌توان بدون نیاز به وجود اختلاف فشار یا یک نیروی خارجی، یک جریان ایجاد کرد. در این نوع جریان‌ها واکنش میان سیال رقیق و مرز جامد نقش مهم و تعیین‌کننده‌ای در شکل‌گیری جریان بازی می‌کند. اگر به دلیل اختلاف دما بین نقاط یک جسم با سیال رقیق، و یا توزیع دمای اعمال شده در مرزهای سیال رقیق، جریان جرمی در سیال ایجاد شود، جریانی که حاصل می‌شود را جریان حرارتی می‌نامند [1]. در رژیم جریان رقیق شده، جریان‌های حرارتی مهم عبارتند از جریان خزش حرارتی [2-5]، جریان خزش حرارتی معکوس [6]، جریان تنش‌های حرارتی لغزشی [7,8]، جریان

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۰۱/۱۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۱۰/۱۲ می‌باشد.

(۱) دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد.

(۲) نویسنده مسئول، استاد، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

هم‌زمان لیتوین و بروخ آزمایش‌های زیادی برای بررسی تأثیر گازهای مختلف و هندسه پره‌های رادیومتر بر روی نیروی تولیدشده انجام دادند. آنها نیروی رادیومتریک را به صورت تابعی از فشار به دست آوردند [20].

$$F \propto \frac{1}{\frac{a}{P} + \frac{b}{P}} \quad (2)$$

در رابطه (۲) متغیر a و b تابعی از هندسه و گاز-های مختلف هستند. در همین دوره اینشتین (Einstein) دو عبارت برای رابطه نیرو و پره‌های رادیومتر ارائه نمود [21]:

۱- اگر پره‌ای که یک طرف آن سرد و طرف دیگر آن گرم است در گازی با دمای یکنواخت T قرار گیرد، رابطه نیرو به صورت رابطه (۳) است. اولین عبارت مربوط به نیروی روی یک پره رادیومتر با اختلاف دما میان دو طرف آن و قرار گرفتن در گازی با دمای یکنواخت است.

$$F = -P\lambda \frac{\Delta T}{T} \quad (3)$$

در رابطه (۳) λ طول پویش آزاد مولکولی، ΔT اختلاف دمای دو طرف پره و T دمای گاز را نشان می‌دهند.

۲- اگر پره دمای یکنواختی داشته باشد و داخل گازی با گرادیان دمای قابل ملاحظه قرار گیرد (پدیده ترموفورسیس) نیرو به صورت رابطه (۴) بیان می‌شود.

$$F = -\frac{1}{2}P\lambda^2 \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

سکسل رابطه (۵) را ارائه داد که n درجه آزادی مولکول‌ها است [22]:

$$F = -\frac{14.72}{n+5} \frac{p\lambda^2}{T} \Delta \quad (5)$$

در رابطه (۱) γ ثابت گاز است. تقسیم‌بندی رژیم جریان برحسب عدد نودسن به صورت زیر است [1].

۱. رژیم پیوسته: ($Kn < 0.001$)

۲. رژیم لغزشی: ($0.001 < Kn < 0.1$)

۳. رژیم گذرا: ($0.1 < Kn < 10$)

۴. رژیم مولکول‌های آزاد: ($Kn > 10$)

جریان‌های رادیومتریک که نوعی از جریان‌های حرارتی هستند، پیرامون صفحه‌ای ایجاد می‌شوند که طرفین آن به صورت غیریکنواخت گرم شده باشد، یا به عبارتی دو طرف صفحه اختلاف دما داشته باشد. نیرویی که از سمت صفحه گرم به صفحه سرد اعمال می‌شود نیروی رادیومتریک نامیده می‌شود.

در سال ۱۸۷۰ ویلیام کروکس رادیومتري را که امروزه به نام رادیومتر کروکس شناخته می‌شود، ساخت. این رادیومتر شامل پره‌هایی با رنگ طرفین متفاوت بود که در محفظه‌ای از گاز رقیق شده قرار داشت. او آزمایش‌های متعددی برای بررسی تأثیر انرژی تابشی بر روی پره‌های رادیومتر انجام داد [13,15]. پیش از او بنت در سال ۱۷۹۲ بدون ارائه تعریف مشخصی، اثر تابش گرمایی بر روی پره‌های تحت فشار خلأ را مشاهده کرد [16].

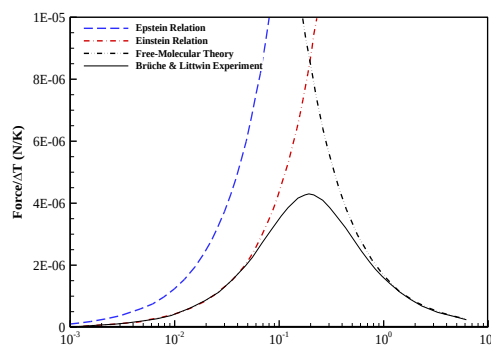
فرسنل در سال ۱۸۲۵ مشاهده کرد که صفحات نازک فلزی تحت تابش در خلأ یکدیگر را دفع می‌کنند [17]. هدف محققان به دست آوردن رابطه بین نیروهای واردشده به پره‌ها و فشار داخل حباب و مکانیزم چرخش پره‌ها بود [14]. وست این پدیده را بررسی کرد و به نتایج زیر دست یافت [18,19]:

۱. در کمترین فشارها نیرو با $\sqrt{T}$ متناسب است.

۲. اگر فشار افزایش یابد، پدیده‌ای که باعث چرخش پره‌ها می‌شود جریان خزشی گرمایی خواهد بود.

۳. گرادیان دما در لبه‌ها بسیار قوی‌تر از گردیان دما در طول پره‌ها است.

بر روی پره‌های رادیومتر، به دانستن اختلاف دما بر روی پره‌های رادیومتر نیاز است، اما تاکنون در هیچ آزمایشی اندازه‌گیری دمای دو طرف پره به صورت مستقیم انجام نشده است. در تحقیق آزمایشگاهی حاضر برای اولین بار اندازه‌گیری دمای دو طرف پره به صورت مستقیم توسط سنسورهای مقاومت گرمایی انجام شده است. این روش اندازه‌گیری دما علاوه بر این که دقت اندازه‌گیری دما را افزایش می‌دهد و عدم قطعیت در تعیین دما را به حدود ۱,۵٪ می‌رسد، در محاسبه نیروی وارد شده به پره‌های رادیومتر اثرگذار خواهد بود و باعث می‌شود نیروی رادیومتریک با دقت بالاتری گزارش شود.



شکل ۱ مقایسه نتایج تئوری‌های انیشتین، اپستین، رژیم مولکولی آزاد و نتایج تجربی بروخ و لیتوین برای نیرو بر واحد گردان دما برحسب عدد نودسن [26]

ماهیت نیروهای رادیومتریک

نیروی غالب در مکانیزم رادیومتر بستگی به عدد نودسن و رژیم جریان دارد. در رژیم مولکول‌های آزاد، نیروی اصلی به وسیله اختلاف ممتم مولکول‌های انعکاس یافته از دو طرف پره ایجاد می‌شود (شکل ۲). مولکولی که از سمت گرم پره انعکاس می‌یابد، با سرعت بیشتر و نیز با ممتم بالاتری حرکت می‌کند. این اختلاف ممتم ناشی از اختلاف دما، باعث ایجاد اختلاف فشار در دو سمت پره می‌شود و نیرویی را تولید می‌کند که به شدت به سطح پره وابسته است. اگر این نیرو را نیروی سطحی در نظر بگیریم و جریان عدد نودسن بالایی داشته باشد، می‌توانیم این نیرو را عامل اصلی حرکت بنامیم (شکل ۲-).

در اواسط دههٔ چهل راسنبلت و لامر بر روی پدیدهٔ ترموفورسیس کار کردند. آنها با مقایسهٔ نیروهای رادیومتریک در حالت‌های مختلف و آزمایش‌های عملی، مقایسه‌ای بین نتایج کارهای اینشتین و اپستین انجام دادند و در یک رابطه گزارش کردند [23]:

$$F = -Crp \frac{\lambda^2}{T} \frac{dT}{dx}, \quad \begin{cases} c = \pi & \text{Einstein} \\ c = 8.95 & \text{Epstein} \end{cases} \quad (6)$$

در رابطه (۶) شعاع پره و C ثابت است که برای هرکدام از روابط اینشتین و اپستین متفاوت می‌باشد.

سلدن نیز با استفاده از رابطهٔ انیشتین (۶) رابطهٔ نیرو

را به صورت زیر پیشنهاد نمود.

$$F = \frac{1}{2} p A \left(\sqrt{\frac{T_H}{T_g}} - \sqrt{\frac{T_C}{T_g}} \right) \quad (7)$$

در اعداد نود سن کوچک، آنچه به صورت نیروی اصلی که باعث گردش پره‌هاست در نظر گرفته می‌شود، نیرویی است که نزدیک لبه‌های پره ایجاد می‌شود. پس در اعداد نود سن کوچک اثر لبه‌ای غالب است ولی در اعداد نود سن بزرگ اثرات اختلاف فشار طرفین پره‌ها نیز قابل ملاحظه می‌شود [14]. در شکل (۱) نتایج رابطهٔ انیشتین (رابطهٔ (۴) با ضریب $c=\pi$) رابطهٔ اپستین (رابطهٔ (۶) با ضریب $c=8.95$), روابط مربوط به جریان مولکولی آزاد [24] و نتایج تجربی بروخ و لیتوین [25] با یکدیگر مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود تئوری انیشتین در اعداد نود سن کم و تئوری مولکولی آزاد در اعداد نودسن زیاد با نتایج تجربی بیشترین هماهنگی را دارند.

باتوجه به امکان طراحی پمپ‌های نودسن که با اختلاف دما جریان را به حرکت درمی‌آورند، در سال‌های اخیر محققان مختلفی به مطالعهٔ عددی جریان رادیومتریک پرداخته‌اند [27-31]، اما مطالعات تجربی اندکی در این زمینه گزارش شده است. اکثر دانشمندان به این نتیجه رسیدند که برای محاسبهٔ نیروهای واردشونده

مدل سازی آزمایشگاهی

برای بررسی تجربی پدیده رادیومتریکی دو راه وجود دارد. راه اول استفاده از محفظه آزمایش بسیار کوچک از مرتبه میکرو و انجام آزمایش در فشار اتمسفر است. راه دوم انجام آزمایش در فشارهای بسیار پایین تر از یک اتمسفر با هندسه ای در ابعاد ماکرو می باشد، به صورتی که عدد نودسن محلی آزمایش به اندازه کافی بزرگ باشد که شرایط جریان رقیق شده ایجاد شود. برای مشاهده پدیده رادیومتریکی در ابعاد بزرگ مقیاس باید از روش دوم استفاده کرد.

هدف از انجام این آزمایش، بررسی پدیده رادیومتریکی و اندازه گیری پارامترهای سرعت، دمای دو طرف پره و میزان نیروی تولید شده توسط پره های رادیومتر است. پیدا کردن رابطه ای میان اختلاف دمای صفحه سرد و گرم و میزان نیروی تولید شده از دیگر اهداف مهم این تحقیق است. یکی از عوامل به شدت تأثیرگذار در روند مسأله عدد نودسن است که میزان رقیق شدگی جریان گاز را گزارش می کند. ارتباطی مستقیم بین عدد نودسن گزارش شده و سرعت و نیروی تولید شده توسط رادیومتر وجود دارد.

شرایط آزمایش

در روش دوم، همان طور که ذکر شد، باید شرایط جریان رقیق برقرار شود. برای محاسبه جریان رقیق از رابطه (۸) استفاده می شود تا فشار متناسب با عدد نودسن مورد نظر و هندسه مسأله به دست آید.

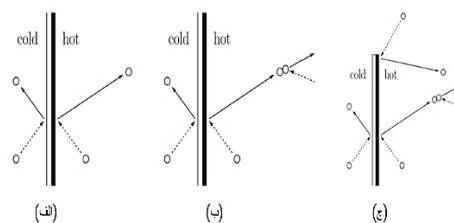
$$\lambda = \frac{\text{طول کل مسیر مولکول}}{\text{تعداد برخوردها}} = \frac{\bar{v}t}{\pi d^2 \bar{v}tn} = \frac{1}{n\pi d^2} \quad (۸)$$

که $\bar{v}$ سرعت مولکولی، t زمان، d قطر مولکولی و n چگالی عددی است. با جای گذاری معادله حالت، رابطه (۹):

راست). اگر به سمت اعداد نودسن کمتر حرکت کنیم، برخورد بین مولکول های انعکاس یافته و برخوردکننده افزایش می یابد و این امر موجب کاهش اختلاف فشار میان دو سمت پره می شود (شکل ۲- وسط). در این صورت نیروی سطحی دیگر نیروی اصلی برای شکل گرفتن مکانیزم رادیومتر نخواهد بود.

در اعداد نودسن کم اختلاف ممتد فقط در لبه پره وجود دارد. این نیرو در فاصله ای به اندازه طول پویش آزاد مولکولی (λ) در اطراف لبه پره به وجود می آید که عامل اصلی چرخش رادیومتر در اعداد نودسن کم است (شکل ۲- چپ) [12]. گرادیان دما در طول لبه پره رادیومتر به دلیل خزش حرارتی موجب حرکت جریان از صفحه سرد به صفحه گرم می شود. این خزش حرارتی باعث ایجاد اختلاف فشار در لبه پره می شود.

تنش های حرارتی گاز در اطراف لبه پره، دلیل اصلی برای وجود نیروی رادیومتریکی است. گرادیان دما در طول لبه پره های رادیومتر باعث تنش مماسی بر روی لبه پره می شود که به وسیله خزش حرارتی ایجاد می گردد. خزش حرارتی یک پدیده در رژیم های جریان گذرا است که در آن جریان از سمت سرد صفحه به سمت گرم حرکت می کند. این خزش حرارتی به طور عمده باعث اختلاف فشار ایجاد شده بین دو طرف لبه پره می شود و نیرویی از سمت گرم به سمت سرد اعمال می کند.



شکل ۲ مکانیزم های نیروی رادیومتریکی [27]: شکل (الف) مکانیزم نیروی سطحی، شکل (ب) مولکول های نزدیک در اطراف صفحه مانع برخورد مولکول های دورتر می شوند، شکل (ج) مکانیزم نیروی اثر کننده بر لبه صفحه رادیومتر

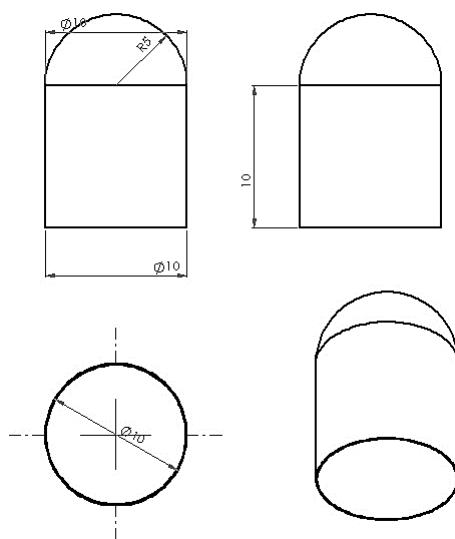
هندسه و اجزای آزمایش. هندسه آزمایش از یک محفظه خلأ و بدنه اصلی رادیومتر تشکیل شده است. بدنه اصلی شامل یک مجموعه ثابت و چرخان است. مجموعه ثابت شامل یک پایه نگهدارنده و یک سوزن است. همان طور که در شکل (۳) مشاهده می شود، سوزن بر روی پایه نگهدارنده ثابت شده است و وظیفه آن نگاه داشتن قسمت چرخان می باشد.

به دلیل سطح بسیار کم نوک سوزن، میزان اصطکاک میان قسمت چرخان و ثابت بسیار کم و قابل صرف نظر کردن است.

اجزای قسمت چرخان. قسمت چرخان از چهار قسمت تشکیل شده است:

۱. کلاهک شیشه ای.
۲. نگهدارنده پره ها.
۳. بازوی اتصال پره ها.
۴. پره های رادیومتر.

کلاهک شیشه ای (شکل ۴) از جنس بروسلیکات است و دارای سطوح صاف و صیقلی است. قطر کلاهک شیشه ای 5mm و ارتفاع آن 10mm است.



شکل ۴ شماتیک کلاهک شیشه ای

$$\frac{P}{kT} = \rho RT = n \quad (9)$$

در رابطه (۸) خواهیم داشت:

$$\lambda = \frac{\bar{v}t}{\pi d^2 \bar{v}tn} = \frac{kT}{P\pi d^2} \quad (10)$$

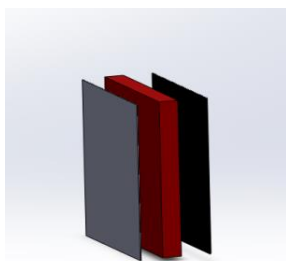
رابطه (۱۰) را در رابطه (۱) جایگذاری نموده و رابطه میان عدد نودسن و فشار آزمایش مشخص می شود.

$$P = \frac{kT}{kn\pi d^2 L} \quad (11)$$



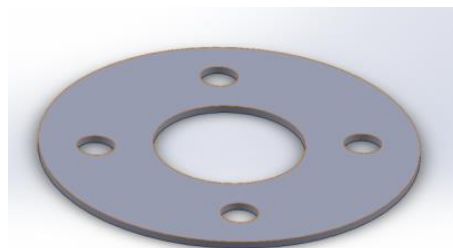
شکل ۳ مجموعه ثابت شامل سوزن و پایه نگهدارنده محل اتصال کلاهک شیشه ای به سوزن که در صورت منحرف شدن نوک سوزن از مرکز ثقل به علت نیروی وزن دوباره به جای خود بازمی گردد.

پره‌های رادیومتر. یکی از مهم‌ترین پارامترها در مورد پره‌های رادیومتریکی انتخاب جنس پره‌ها است. با توجه به این‌که در این آزمایش ایجاد اختلاف دما در دو طرف پره مطلوب است، و از طرفی هدایت حرارتی پره‌ها باید بالا باشد، انتخاب فلز آلومینیوم به‌نظر مناسب می‌رسد. با توجه به نیاز پره با رسانایی حرارتی بالا، درصد خلوص آلایژ آلومینیوم بسیار مهم می‌باشد. آلایژ مورد استفاده در این آزمایش آلایژ ۱۰۵۰ آلومینیوم است که در این نوع آلایژ درصد خلوص بالاتری از آلومینیوم وجود دارد. خلوص بالاتر آلومینیوم به فرآیند بهتر شدن رسانایی در سطح پره‌ها کمک می‌کند. در این آلایژ درصد خلوص ۹۹/۵ درصد است. اغلب کاربرد این آلایژ در صنایع غذایی، هادی‌های الکتریکی و صنایع دارویی است. به‌علت ماهیت نیروی رادیومتریکی میزان نیروی تولید شده یا به‌عبارتی گشتاور تولیدی بسیار کم است. به همین دلیل متغیر وزن نهایی پره‌ها، فاکتور مهمی است. برای انتخاب پره‌ها از ورقه‌های نازک آلایژ توضیح داده شده در بالا استفاده شده‌است. ضخامت ورقه‌های استفاده شده ۱۰۰ میکرون است. این ضخامت علاوه‌بر کاهش وزن پره، باعث افزایش نرخ توزیع حرارت در سطح پره نیز می‌شود. هر پره به‌صورت مربع است و بین هر دو طرف پره یک لایه از جنس فوم عایق قرار دارد. ابعاد هر پره مربعی به ضلع 1.6cm است. ضخامت هر قسمت عایق 2mm است. در شکل (۶) نمای شمایی سه‌بعدی پره‌ها به‌همراه عایق میانی نشان داده شده‌است.



شکل ۶ نمای سه‌بعدی پره‌های آلومینیومی به‌همراه عایق کامپوزیتی میان دو طرف پره

نگه‌دارنده پره‌ها، همان‌طور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود، از یک صفحه مسی دایره‌ای با قطر خارجی 10mm و یک سوراخ در مرکز آن به قطر 4mm تشکیل شده‌است. برای قسمت نگه‌دارنده از فلز آلومینیوم با ضخامت 0.4 mm استفاده شده‌است تا وزن آن زیاد نباشد. در هر یک از زوایای 90,180,270,360 درجه یک سوراخ به قطر 1mm ایجاد شده‌است. به هرکدام از سوراخ‌های ریز دور تا دور بازوی اتصال، پره‌ها متصل است. درواقع سوراخ بزرگ‌تر برای قرارگیری کلاهک شیشه‌ای و سوراخ‌های کوچک‌تر برای اتصال بازوها است.



شکل ۵ نمای شماتیک نگه‌دارنده پره‌ها

کلاهک شیشه‌ای در مرکز نگه‌دارنده پره‌ها قرار می‌گیرد. به‌دلیل هم‌اندازه بودن قطر داخلی سوراخ مرکزی نگه‌دارنده و قطر خارجی کلاهک شیشه‌ای این دو داخل یکدیگر ثابت شده و محکم شده‌اند. کلاهک شیشه‌ای به‌همراه نگه‌دارنده پره‌ها که داخل یکدیگر ثابت شده‌اند، برروی سوزن قرار می‌گیرند. محل تماس بین قسمت چرخان و قسمت ثابت همان محل تماس بین سوزن و کلاهک شیشه‌ای است. یکی از دلایل استفاده از سوزن علاوه‌بر کاهش اصطکاک، افزایش تعادل استاتیکی و تعادل دینامیکی است؛ زیرا در صورت منحرف شدن قسمت چرخان، به‌دلیل انحنای قسمت کلاهک شیشه‌ای، مرکز ثقل مجموعه چرخان مجدد به حالت اولیه باز می‌گردد.

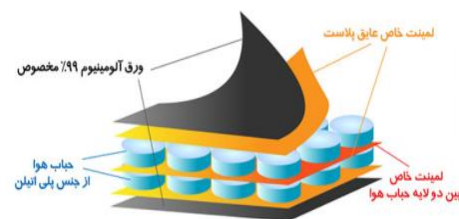
محفظه خلأ. یکی دیگر از قسمت‌های مهم آزمایش محفظه خلأ است که در شکل (۸) نشان داده شده است. دو پارامتر مهم در تعیین پمپ خلأ تاثیرگذار هستند. پارامتر اول امکان تأمین و نگه داشتن فشار مورد نظر برای آزمایش است و پارامتر دوم امکان مشاهده پدیده آزمایش حین انجام آن و اندازه‌گیری دما و سرعت چرخش پره‌ها است. در مورد پارامتر اول یعنی میزان فشار، ابتدا باید محاسباتی برای به دست آوردن فشار آزمایش، براساس پارامترهایی هم‌چون طول مشخصه پره و عدد نودسن انجام داد. باتوجه به این‌که طول مشخصه پره رادیومتر 1.6 cm است، بنا به رابطه (۱۱) داریم:

$$P = \frac{1.38 \times 10^{-23} \times 300}{\sqrt{2} \times 1\pi \times (3 \times 10^{-10})^2 \times 1.6 \times 10^{-2}} = 0.644 \text{ pa}$$

(۱۲)

باتوجه به رابطه (۱۲) فشار متناسب با شرایط هندسه مسئله و عدد نودسن ۱ برابر ۰/۶ پاسکال است. برای تأمین این فشار، یک پمپ خلأ قوی مورد نیاز است. معمولاً برای ایجاد چنین فشارهایی از پمپ‌های خلأ دو مرحله‌ای استفاده می‌کنند. پمپ‌های خلأ دو مرحله‌ای معمولاً شامل یک پمپ خلأ روتاری و یک پمپ خلأ دیفیوژن هستند. ابتدا توسط پمپ روتاری فشار به محدوده 100 pa کاسته می‌شود، سپس با فعال شدن پمپ دیفیوژن فشار به مرتبه‌های پایین‌تر تقلیل می‌یابد. همان‌طور که اشاره شد فشار نهایی قابل وصول با پمپ‌های مکانیکی ۰/۱ mbar است؛ لذا برای دست‌یابی به فشارهای پایین‌تر از پمپ‌های غیرمکانیکی استفاده می‌شود که یکی از انواع آن پمپ دیفیوژن (پمپ بخار) است.

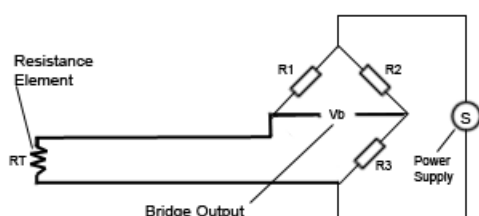
جنس عایق‌ها از نوع فوم‌های EPE (Expanded Polyethylene) پلی‌اتیلن با چگالی پایین است و از قابلیت انعطاف‌پذیری بسیار بالایی برخوردار است. عایق‌های پلی‌اتیلن از نوع سلول بسته انعطاف‌پذیر است و به دو نوع EPE (Expanded Poly ethylene) و XLPE (Cross-linked Poly ethylene) تقسیم‌بندی می‌شوند. عایق‌های پلی‌اتیلن علاوه بر داشتن ضریب مقاومت حرارتی بسیار مناسب، در مقابل نفوذ رطوبت نیز مقاومت بسیار خوبی دارند. چگالی پایین این نوع عایق باعث کم شدن وزن پره‌ها می‌شود. از طرفی این نوع فوم‌ها، مطابق شکل (۷)، به دلیل این‌که دارای دو لایه هوا هستند، از نظر میزان عایق بودن بازدهی خوبی دارند.



شکل ۷ پره‌های آلومینیومی و عایق میانی

محدوده دمایی عایق استفاده شده بین ۵۰- تا ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد است که در محدوده دمایی آزمایش مورد نظر است. ابعاد سطح قسمت عایق درست مطابق ابعاد هر سمت پره می‌باشد. عایق میان دو قسمت تیره و شفاف پره قرار می‌گیرد تا بتواند از هدایت حرارتی میان صفحه گرم و سرد جلوگیری کند. اتصال میان قسمت‌های فلزی و عایق توسط نوعی چسب عایق و محکم برقرار می‌شود. به علت ضخامت بسیار کم چسب میان عایق و قسمت فلزی پره از تأثیرات آن صرف نظر می‌شود. درواقع عایق در این قسمت مانع انتقال حرارت از قسمت گرم به قسمت سرد می‌شود زیرا در این آزمایش ایجاد اختلاف دما میان صفحه سرد و گرم بااهمیت است.

حالت چرخش پره‌هاست که کار را سخت‌تر نیز می‌کند. راه‌حلی که برای اندازه‌گیری مستقیم دما ارائه شد، استفاده از سنسور pt100 بود. سنسور pt100 در واقع یک مقاومت گرمایی می‌باشد که در تماس با سطح مورد نظر دمای آن قسمت را گزارش می‌کند. این حسگر مقاومتی دما یک Resistance thermometer یا RTD می‌باشد که از سنسورهای رایج در اندازه‌گیری دما است. در این سنسورها، سیگنال خروجی به صورت یک سیگنال مقاومتی است. اساس کار RTD تغییر مستقیم مقاومت فلزات با دما هست به این صورت که با قرار دادن RTD درون یک مدار پل و محاسبات مقاومت RTD با توجه به مدار پل از روی جدول استاندارد، دمای مربوط را می‌توان پیدا کرد. به منظور جلوگیری از خطاهای مربوط به مقاومت، سیم‌های رابط RTD را به صورت دوتایی یا سه تایی استفاده می‌کنند. یکی از مهم‌ترین مزایای سنسورهای pt 100 ارتباط خطی میان تغییرات دما و مقاومت تولیدشده می‌باشد. این ارتباط خطی نحوه محاسبه و استخراج دما را ساده می‌کند. همچنین قابل ذکر است این سنسورها در مدل‌های دو سیم، سه سیم و چهار سیم عرضه می‌شوند. در این آزمایش، از مدل دو سیم بدون غلاف استفاده شده است، زیرا در محیط محفظه فقط دو زوج سیم خروجی می‌توانیم داشته باشیم. در شکل (۹) پل الکتریکی سنسور pt100 دو سیم مشاهده می‌شود.



شکل ۹ مدار الکتریکی سنسور pt100

یکی از راه‌های آسان برای استفاده از سنسور pt100 استفاده از درایورهای مخصوص این سنسور می‌باشد. در داخل این درایورها پل مخصوص برای محاسبه مقاومت



شکل ۸ پمپ خلأ دو مرحله‌ای شرکت Edwards با محفظه شفاف شیشه‌ای

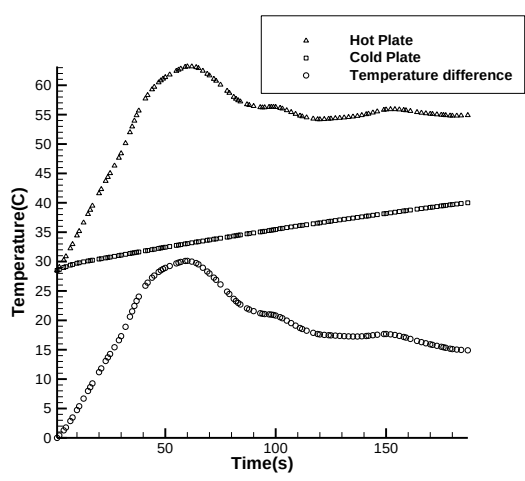
شرح آزمایش و پارامترهای اندازه‌گیری شده

اندازه‌گیری سرعت. هدف این آزمایش اندازه‌گیری سرعت و دمای دو طرف پره‌های سرد و گرم و دمای محیط است. برای اندازه‌گیری سرعت در ابتدا از دورسنج بدون تماس مدل UT372 Tachometers از سری UT-370 استفاده شد. این مدل یک دورسنج و سرعت‌سنج لیزری می‌باشد که قادر است تعداد دور و سرعت چرخش شفت، دیسک و... را بدون تماس در فاصله ۵ تا ۲۰ سانتی‌متری در محدوده اندازه‌گیری سرعت ۱۰۰۰۰ RPM تا ۰ و محدوده شمارش ۹۹۹۹۹~۰ با استفاده از نوار بازتابی که بر روی هدف نصب می‌شود، اندازه‌گیری کند.

اندازه‌گیری دما. یکی از مهم‌ترین قسمت‌های آزمایش، اندازه‌گیری دمای پره‌ها و دمای محیط است. در تمام آزمایش‌های پیش از این، دمای پره‌های آزمایش به طور مستقیم اندازه‌گیری نشده بودند. عدم اندازه‌گیری مستقیم دما به دلیل دو محدودیت اساسی می‌باشد. محدودیت اول عدم جای‌گذاری هر نوع دماسنج معمولی درون محفظه خلأ می‌باشد. محدودیت دوم اندازه‌گیری دما در

نتایج

پارامترهایی که اندازه‌گیری شده‌اند شامل سرعت و دما هستند. برای اندازه‌گیری دما همان‌طور که ذکر شد از سنسورهای مقاومت گرمایی استفاده شده‌است. همان‌طور که در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود هر کدام از پره‌ها به مدت سه دقیقه در معرض تابش قرار گرفته‌اند. اثر تابش دما بر روی هر کدام از صفحات تیره و روشن متفاوت است. دمای صفحه تیره به دلیل جذب بیشتر انرژی تابشی به صورت خطی افزایش می‌یابد. این افزایش در ابتدا تا ثانیه ۶۰ با شیب بزرگ‌تری نسبت به صفحه روشن افزایش می‌یابد. در واقع مکانیزم انتقال حرارت در صفحه گرم به دو صورت انجام می‌پذیرد. مکانیزم اول جذب حرارت به وسیله تشعشع ناشی از منبع تابشی است. مکانیزم دوم دفع حرارت جذب‌شده به قسمت مرکزی پره و سمت صفحه روشن است. پس از جذب سریع حرارت صفحه تیره توسط تابش، نمودار دمای پره افزایش می‌یابد. پس از ثانیه ۶۰ اثرات دفع گرما که به وسیله هدایت حرارتی صورت می‌گیرد موجب کاهش دمای صفحه تیره، دمای آن تقریباً ثابت می‌شود.



شکل ۱۰ اندازه‌گیری تجربی از تغییرات زمانی دمای صفحه سرد و دمای صفحه گرم و اختلاف بین آنها

این سنسورها تعبیه شده‌است و بنا بر فرمول خطی این سنسورها از مقاومت تولیدی، دمای سطح مورد نظر را محاسبه می‌کنند. این درایورها در عمل دقت آزمایش را بالا می‌برند زیرا محاسبات و مشاهدات انسانی را از فرآیند اندازه‌گیری دما حذف می‌کنند.

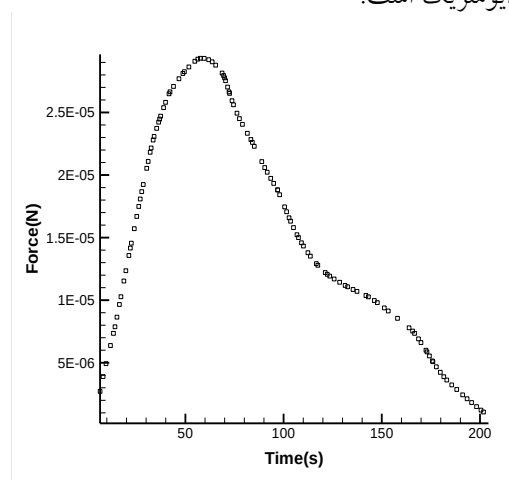
برای کالیبره کردن این سنسور در بازه دمایی ۰ تا ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد این کار انجام می‌گیرد. در درایورهای مخصوص این سنسور، کالیبراسیون به صورت خودکار انجام می‌شود. در این پژوهش تنها به کالیبراسیون درایور اکتفا نشده و برای اعتبارسنجی سنسور مورد نظر، دمای محیط را با دماسنج جیوه‌ای اندازه‌گیری و با دمای خروجی از سنسور مقایسه شده‌است. پس از بررسی‌های مورد نظر مشاهده شد که دمای گزارش‌شده از سنسور و دمای خوانده‌شده از روی دماسنج جیوه‌ای برابر هستند.

پس از راه‌اندازی و نصب سنسورهای pt100 و درایورهایشان، یکی دیگر از محدودیت‌های اندازه‌گیری دما وجود خواهد داشت. این محدودیت، اندازه‌گیری دما در حال چرخیدن پره‌ها می‌باشد. برای گزارش درست دما باید سنسور به پره‌ها متصل باشد. با اتصال سنسور علاوه بر برهم زدن تعادل استاتیکی روتور، امکان چرخش برای پره‌ها دیگر نخواهد بود. برای حل این مشکل اندازه‌گیری دما در حالت ایستا انجام شده‌است، بدین صورت که با تعویض منبع تابش و تغییر آن به یک منبع تابش یک‌نواخت، پس از گرفتن تست‌های سرعت، آزمایش مجدداً با شرایط قبلی انجام گرفت با این تفاوت که پره‌های رادیومتر قفل شدند و سنسور سنجش دما به آنها متصل شد. برای کاهش خطای اندازه‌گیری دما، دمای هر کدام از پره‌ها به‌طور جداگانه استخراج شد. مشاهدات ثبت‌شده ما را به این نتیجه رساند که دمای گزارش‌شده از همه پره‌ها با یکدیگر مطابقت دارد و بدین ترتیب درستی اندازه‌گیری دما ثابت شد.

حالت اختلاف ممتنم بین مولکول‌های برگشتی افزایش می‌یابد و باعث افزایش نیروی وارد شده به پره می‌گردد. تأثیر افزایش اختلاف دما در هر دو مکانیزم ایجادکننده نیروی وارد شده به پره مؤثر است. در مورد مکانیزم نیروی صفحه‌ای که در بالا به آن اشاره شد، اما در مورد اثر اختلاف دما بر نیروی ایجاد شده توسط لبه پره‌ها، باید گفت این مکانیزم با افزایش اختلاف دما قوی‌تر می‌شود. با ادامه دریافت انرژی و افزایش دما تأثیر ایجاد این نیرو به سرعت کم نمی‌شود. در مورد نیروی صفحه‌ای با گذشت زمان مولکول‌های اطراف پره انرژی گرفته و ممتنم آنها افزایش می‌یابد. این پدیده باعث می‌شود مولکول‌هایی که در فاصله دورتر قرار دارند نتوانند با صفحه برخورد کنند. ادامه این روند تعداد برخوردها را به صفحه گرم کاهش می‌دهد. کاهش تعداد برخوردها کاهش اختلاف ممتنم بین دو سمت پره‌ها را نتیجه می‌دهد. به همین دلیل نیروی وارد شده به پره با گذشت زمان کاهش می‌یابد. اما نکته جالب در کاهش نیروها این است که این اتفاق با شیب ملایم‌تری می‌افتد. دلیل این پدیده مربوط به مکانیزم نیروی ایجاد شده توسط لبه‌ها می‌باشد. با گذشت زمان و با دریافت انرژی توسط پره‌ها و مولکول‌هایی که به آنها برخورد می‌کنند، امکان برخورد مولکول‌های دیگر به صفحه کم نمی‌شود. این عامل باعث می‌شود اگرچه با گذشت زمان اثر مکانیزم نیروی صفحه‌ای کاهش می‌یابد، اما مکانیزم ایجاد نیروی لبه پره‌ها با سرعت بسیار کمتری کاهش می‌یابد. به همین دلیل کاهش نیرو نسبت به افزایش نیرو شیب کندتری دارد.

در مورد سرعت زاویه‌ای هم که در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود، می‌توان تحلیلی مشابه تحلیل نیروها داشت. لازم به ذکر است سرعت زاویه‌ای با یک رشد سریع به بیشینه خودش می‌رسد و پره‌ها مدت زمان نسبتاً زیادی با سرعت ثابت شروع به چرخش می‌کنند.

در صفحه سرد، به دلیل رنگ روشن صفحه جذب انرژی کمتر صورت می‌گیرد. به همین دلیل افزایش دمای آن به صورت خطی و با یک شیب کم انجام می‌پذیرد. افزایش دما در قسمت سرد، بیشتر به دلیل در معرض تابش قرار گرفتن است. مهم‌ترین قسمت در شکل (۱۰) اختلاف دمای دو صفحه سرد و گرم است. در واقع این اختلاف دما، موتور محرک برای ایجاد جریان رادیومتریکی است.



شکل ۱۱ نیروی خالص وارد شده به پره در اثر جریان رادیومتریکی

در شکل (۱۱) مقدار نیرو برحسب زمان در فشار ثابت و $Kn=1$ نشان داده شده است. برای محاسبه نیرو طبق قانون دوم نیوتن از ضرب شتاب پره‌ها در اثر نیروی رادیومتریکی، در جرم پره‌ها استفاده شده است. این محاسبه با فرض اصطکاک ناچیز میان هولدر پره‌ها و نوک سوزن قسمت نگه‌دارنده می‌باشد، که البته فرض درستی است زیرا جرم پره‌ها بسیار کم و سطح مقطع تماسی بین دو جسم به سمت صفر میل می‌کند. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نیروی وارد شده به پره‌های رادیومتر در زمان ۶۰ ثانیه به مقدار بیشینه می‌رسد. در این زمان بیشینه اختلاف دما بین دو صفحه روشن و تیره نیز وجود دارد. هنگامی که اختلاف دمای بین دو سمت پره افزایش می‌یابد به دلیل بالا رفتن دما، مولکول‌های برخوردی به سمت گرم پره، با ممتنم بالاتری برمی‌گردند. در این

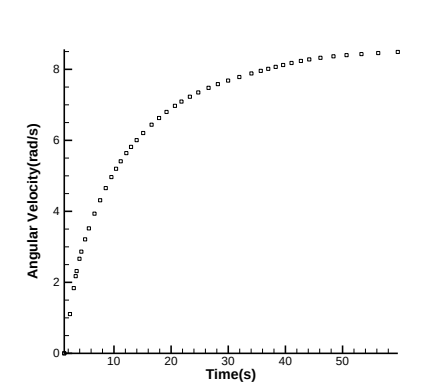
در شکل‌هایی که تاکنون بررسی شد عدد نودسن جریان برابر ۱ بوده است. مشخصات جریان رادیومتریکی، شامل نیرو به اختلاف دما و سرعت زاویه‌ای در چهار فشار کاری آزمایش شده است. این مشخصات در جدول (۱) گزارش شده است.

جدول ۱ مقایسه نسبت نیرو به اختلاف دما و سرعت زاویه‌ای در اعداد نودسن مختلف جریان

عدد نودسن	0.05	0.1	1	10
نسبت نیرو به اختلاف دما (N/K)	3.13×10^{-8}	1.16×10^{-6}	8×10^{-7}	3.15×10^{-7}
سرعت زاویه‌ای (rad/s)	0.23	7.95	8.49	1.87

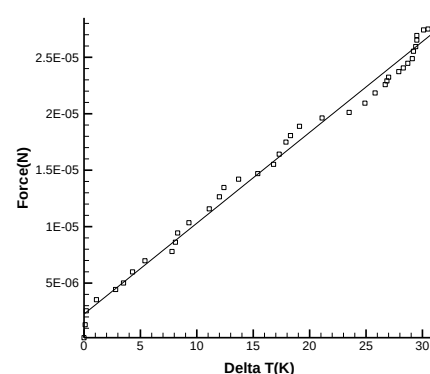
در شکل (۱۳) مشاهده شد که نیرو با اختلاف دما رابطه‌ای مستقیم و خطی دارد، اما پارامترهای مهم دیگری در جریان رادیومتریکی تعیین‌کننده هستند؛ از آن جمله عدد نودسن جریان یا به عبارتی میزان رقیق‌شدگی جریان است. همان‌طور که در جدول (۱) مشاهده می‌شود، بیشترین نیروی رادیومتریکی در عدد نودسن ۰/۱ اتفاق می‌افتد. رژیم جریان در عدد نودسن ۰/۱ تقریباً مرز میان رژیم گذار و رژیم جریان لغزشی است. در این رژیم، هر دو مکانیزم تولید نیروی رادیومتریکی عمل می‌کند؛ به همین دلیل نیروی تولید شده در بیشینه خود قرار داد.

در شکل (۱۴) [20] یک مقایسه کلی میان تئوری‌های مختلف (رابطه سلدن، سکسل، اسکاندورا، انیشتین)، داده‌های تجربی سلدن و داده‌های به‌دست‌آمده از آزمایش حاضر انجام شده است. در بازه فشار 0.05pa تا فشار 0.65 pa دقت خوبی برای آزمایش‌های



شکل ۱۲ سرعت زاویه‌ای پره‌های رادیومتر

با بررسی نمودارهای دما و نیرو برحسب زمان نتیجه می‌شود که ارتباط مهمی میان نیروی ایجادشده بر روی پره‌های رادیومتر و اختلاف دمای دوسر پره‌ها وجود دارد. در شکل (۱۳) ارتباط میان نیروی تولیدشده و اختلاف دمای دو طرف پره مشهود است. درواقع ارتباط این دو پارامتر به‌صورت خطی است؛ یعنی با افزایش اختلاف دمای دو سر پره‌ها نیرو به‌صورت خطی افزایش می‌یابد. شیب این خط با پارامترهایی نظیر عدد نودسن متناسب است، اما این تناسب به‌صورت دائمی نیست. با گذشت زمان و ثابت شدن اختلاف دما در دو سمت پره‌ها با وجود ثابت ماندن نسبی اختلاف دما باز هم نیرو روند کاهشی دارد. علت روند کاهشی به همان دلیل کاهش برخورد‌های مولکول‌ها به صفحه گرم و کاهش اختلاف دما بین دو صفحه گرم و سرد است.



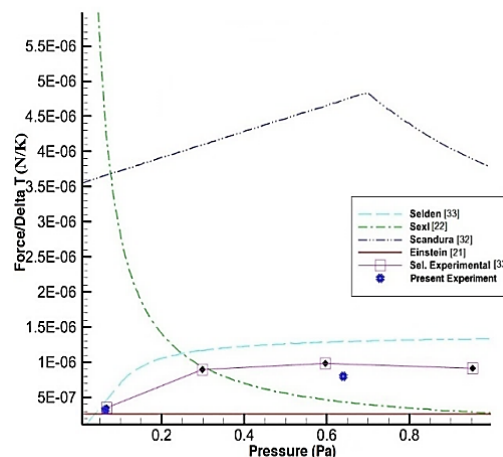
شکل ۱۳ نیروی خالص واردشده به پره‌ها برحسب اختلاف دمای دو طرف پره

همان‌طور که ملاحظه می‌شود دقت اندازه‌گیری‌ها در فشار 6.4 Pa نسبت به حالت‌های دیگر دارای خطای بیشتری است. در این فشار کاری، عدد نودسن برابر ۰/۱ است. در عدد نودسن ۰/۱ نیروی رادیومتریکی تحت تأثیر دو عامل نیروی اثرکننده در لبه‌های پره و نیروی سطحی به‌صورت هم‌زمان قرار دارد. در این عدد نودسن نیروی اندازه‌گیری شده بیشینه است. از طرف دیگر نیرو با اختلاف دمای دو سر پره رابطه مستقیم دارد. کوچک‌ترین خطا در فرآیند آزمایش، زمانی که خروجی بیشینه است، منجر به بروز اختلاف‌های زیاد در نتیجه می‌شود. مجموع عوامل ذکر شده در بالا باعث پدید آمدن خطاهای بیشتر و بزرگ‌تر می‌شود؛ به همین دلیل در این فشار کاری درصد عدم قطعیت در مقایسه با دیگر شرایط اندکی بیشتر است.

جمع‌بندی نتایج

در این پژوهش ماهیت جریان رادیومتریکی تشریح شد. عوامل مؤثر بر نیروی رادیومتریکی شناسایی شدند و برای اولین بار از یک روش مستقیم برای اندازه‌گیری دمای پره‌های رادیومتر استفاده شد. اندازه‌گیری مستقیم دمای پره‌ها باعث بالا رفتن دقت در محاسبه نیروی پره-های رادیومتر می‌شود. مشاهده شد که در عدد نودسن ۰/۱ بیشینه نیروی رادیومتریکی اتفاق می‌افتد. بیشترین سرعت زاویه‌ای در عدد نودسن ۱ مشاهده شد. با افزایش اختلاف دمای دو طرف پره‌ها، نیرو به‌صورت خطی افزایش می‌یابد. شیب این خط با پارامترهایی نظیر عدد نودسن متناسب است، اما این تناسب به‌صورت دائمی نیست. با گذشت زمان و ثابت شدن اختلاف دما در دو سمت پره‌ها با وجود ثابت ماندن نسبی اختلاف دما، نیرو روند کاهشی دارد. علت روند کاهشی به‌دلیل کاهش برخوردهای مولکول‌ها به صفحه گرم و کاهش اختلاف ممتد ایجاد شده بین دو صفحه گرم و سرد است. نیروی رادیومتریکی علاوه بر اختلاف دمای دو طرف پره به عدد نودسن و به‌نوعی به رژیم جریان نیز وابسته است.

صورت گرفته در مقایسه با نتایج تجربی سلدن مشاهده می‌شود.



شکل ۱۴ نیروی خالص وارد شده به پره‌ها برحسب فشار محفظه

بررسی عدم قطعیت

تمامی آزمایش‌های تجربی همواره با مقداری خطا همراه است. خطاها شامل دو دسته خطای تکرار و خطای تجهیزات اندازه‌گیری است. شک و تردیدی که در اندازه‌گیری و نتایج وجود دارد، عدم قطعیت است. عدم قطعیت براساس تکرار آزمایش‌ها و دقت اندازه‌گیری تمامی تجهیزات اندازه‌گیری در آزمایش تعیین شده است. با توجه به روابط مرجع [34]، عدم قطعیت استاندارد براساس پارامتر نیرو به اختلاف دما، برای نتایج در سه فشار 0.064 Pa، 0.64 Pa، 6.4 Pa در جدول (۲) گزارش شده است.

جدول ۲ مقایسه عدم قطعیت در سه فشار مختلف

فشار آزمایش	درصد عدم قطعیت تکرار	درصد عدم قطعیت ابزار	درصد عدم قطعیت استاندارد
6.4 Pa	6.5%	1.5%	6.7%
0.64 Pa	5.5%	1.5%	5.7%
0.064 Pa	4.9%	1.5%	5.1%

واژه نامه		فهرست علائم	
Thermal creep flow	جریان خزش حرارتی	فشار (kgm-1s-2)	P
Inverted thermal creep flow	جریان خزش حرارتی معکوس	عدد رینولدز	Re
		سرعت (ms-1)	V
Thermal stress slip flow	جریان تنش حرارتی لغزشی	دما (K)	T
		عدد ماخ	Ma
Nonlinear Thermal stress flow	جریان تنش حرارتی غیرخطی	طول مشخصه (m)	L
		نیرو (kgms-2)	F
Thermal edge flow	جریان لبه حرارتی	دمای صفحه گرم (K)	T_H
Radiometric flow	جریان رادیومتریکی	دمای صفحه سرد (K)	T_C
Knudsen Number	عدد نودسن	دمای محیط (K)	T_g
Free Molecular regime	رژیم مولکولی آزاد	مساحت (m^2)	A
		ثابت گازها ($J/K.mol$)	R
Transition regime	رژیم گذرا	قطر مولکولی (m)	d
Slip flow regime	رژیم جریان لغزشی	علائم یونانی	
Continuum flow regime	رژیم جریان پیوسته		
		چگالی (kgm-3)	ρ
Thermophoresis	ترموفورسیس	لزجت دینامیکی (kgm-1s-1)	μ
Area force	نیروی سطحی	طول پویش آزاد مولکولی (m)	λ
Reflected Molecules	مولکول های بازتاب شده	تقدیر و تشکر و پیوست ها	
Diffusion vacuum pump	پمپ خلأ دیفیوژن		
Rotary vacuum pump	پمپ خلأ روتاری	در پایان، نویسندگان بر خود لازم می دانند از همکاری اعضای گروه آزمایشگاه آنکستروم دانشگاه فردوسی مشهد بابت در اختیار گذاشتن وسایل و امکانات برای انجام آزمایش ها، تشکر و قدردانی نمایند.	

مراجع

1. Y. Sone, "Molecular gas Dynamics, Theory, Techniques, and Applications", Springer Science & Business Media, (2007).
2. Kennard, E. H., "Kinetic Theory of Gases, with an Introduction to Statistical Mechanics", New York: McGraw-Hill, (1938).
3. Y. Sone, "Thermal Creep in Rarefied Gas", *Journal of the Physical Society of Japan*, Vol. 21, pp. 1836-

- 1837, (1966).
4. T. Ohwada, Y. Sone, and K. Aoki, "Numerical Analysis of the Shear and Thermal Creep Flows of a Rarefied Gas over a Plane Wall on the Basis of the Linearized Boltzmann Equation for Hard-Sphere Molecules", *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, Vol. 1, pp. 1588-1599, (1989).
 5. Akhlaghi, H., Balaj, M., Roohi, E., "Hydrodynamic Behavior of Micro/Nanoscale Poiseuille Flow under Thermal Creep Condition", *Applied Physics Letters*, 103, 073108 (2013).
 6. Mohammadzade, A., Struchtrup, H., "Velocity Dependent Maxwell Boundary Conditions in DSMC", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 87, pp. 151-160, (2015).
 7. Kogan, M. N., Galkin, V. S., Fridlender, O. G., "Stresses Produced in Gases by Temperature and Concentration in Homogeneities", *New types of free convection. Physics-Uspekhi*, Vol. 19, No. 5, pp. 420-428, (1976).
 8. Sone, Y., Tanaka, S., "Thermal Stress Slip flow Induced in Rarefied Gas between Non Coaxial Circular Cylinders", *In Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 1, pp. 405-416, (1980).
 9. Sone, Y., "Flows Induced by Temperature Fields in a Rarefied Gas and their Ghost Effect on the Behavior of a Gas in the Continuum Limit", *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 32, pp. 779-811, (2000).
 10. RafieeNasab, S., Roohi, E., Teymourtash, A., "Numerical Analysis of Nonlinear Thermal Stress Flow between Concentric Elliptical Cylinders", *Physics of Fluids*, Vol. 32, 102007, (2020).
 11. K. Aoki, Y. Sone, and T. Yamada, "Numerical analysis of gas flows condensing on its plane condensed phase on the basis of kinetic theory", *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, Vol. 2, No. 10, pp. 1867-1878, (1990).
 12. Lotfian, A., Roohi, E., "Radiometric Flow in Periodically Patterned Channels: Fluid Physics and Improved Configurations", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 860, pp. 544-576, (2019).
 13. Crookes, W., "On Attraction and Repulsion Resulting from Radiation", *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 164, pp. 501-527, (1874).
 ۱۴. روحی گل خطمی، احسان، « مکانیک سیالات در ابعاد میکرو و نانو»، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۹۹.
 15. Crookes, W., "On Attraction and Repulsion Resulting from Radiation", Parts III & IV. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 166, pp. 325-376, (1876).
 16. Bennet, A., "A New Suspension of the Magnetic Needle Invented for the Discovery of Minute Quantities of Magnetic Attraction", *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, Vol. 82, pp. 81-82, (1792).
 17. Fresnel, A., "Note Sur la Repulsion que des Corps Chauffs Execent sur les Autres des Distances

- Sensibles", *Annales de Chimie et de Physique*, Vol. 29, pp. 57-62, (1825).
18. West, G.D., "On the Forces Acting on Heated Metal Foil Surfaces in Rarefied Gases", *Proceedings of the Physical Society of London*, Vol. 32, pp. 166-189, (1920).
 19. West G.D., "A Modified Theory of the Crookes Radiometer", *Proceeding of the Physical Society of London*, Vol. 32, pp. 222-231, (1920).
 20. Ketsdever, A., Gimelshein, N., Gimelshein, S. and Selden, N., "Radiometric Phenomena: From the 19th to the 21st Century", *Vacuum*, Vol. 86, pp. 1644-1662, (2012).
 21. Einstein, A., "Zur Theorie der Radiometrerkräfte", *Zeitschrift für Physik*, 27, pp. 1-5, (1924).
 22. Sexl, T., "The Theory of Radiometer Effects II", *Annalen der Physik*, Vol. 81, pp. 800-806, (1926).
 23. Rosenblatt, P., LaMer, V.K., "Motion of a Particle in a Temperature Gradient; Thermal Repulsion as a Radiometer Phenomenon", *Physical Review* 1, Vol. 70, No. 5-6, pp. 385-395, (1946).
 24. Schuster, A., "On the Nature of the Force Producing the Motion of a Body Exposed to Rays of Heat and Light", *Proceedings of the Physical Society of London*, Vol. 24, pp. 391-392, (1875).
 25. Brüche, E., Littwin, W., "Experimental Contributions to the Radiometer Question", *Zeitschrift für Physik*, Vol. 52, pp. 318-335, (1928).
 26. Selden, N., "Experimental Study of Radiometric Forces with Comparison to Computational Results", PhD thesis, University of Southern California, (2009).
 27. Taguchi, S., Aoki, K., "Motion of an Array of Plates in a Rarefied Gas Caused by Radiometric Force", *Physical Review E*, Vol. 91, No. 6, pp. 063007, (2015).
 28. Wang, X., Su, T., Zhang, W., Zhang, Z., Zhang, S., "Knudsen Pumps: A Review, *Microsyst*", *Nanoeng*, Vol. 6, No. 1, pp. 1-28, (2020).
 29. Lotfian, A., Roohi, E., "Binary Gas Mixtures Separation Using Micro-Scale Radiometric Pumps", *International Communication in Heat and Mass Transfer*, 121C, 105061, (2021).
 30. Wang, X., Zhang, W., Su, T., Zhang, Z., & Zhang, S., "Gas-Surface Interaction Effects on Rarefied Gas Flows Around Microbeams Induced by Temperature Fields", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 172, pp. 121186, (2021).
 31. Zeng, D., Cai, R., & Yang, Y., "Rarefied Gas Flow Around a Double-Plate Induced by Temperature Difference", *Advances in Space Research*, in Press, (2021).
 32. Scandurra M, Iacopetti F, Colona P., "Gas Kinetic Forces on Thin Plates in the Presence of Thermal Gradients", *Physical Review E*, 75:026308, (2007).
 33. Selden N, Ngalande C, Gimelshein N, Gimelshein S, Ketsdever A., "Origins of Radiometric Forces on a Circular Vane with a Temperature Gradient", *Journal Fluid Mech*, 634: 419e31, (2009).

34. Barlow, J. B., Rae, W. h., Pope, A., "Low-Speed Wind Tunnel Testing", 3rd ed. Wiley-Interscience Publication, (1999).

An Experimental Study of Crooks Radiometer's Performance

Reza Arabpour¹, Ehsan Roohi²

1. Introduction

One of the most critical features of rarefied gas is that flow could be induced without imposed pressure or external forces. If the mass flow is generated by the temperature difference in an object within rarefied gas, the obtained flow will be called thermally-driven flow. Radiometric flow, which is a thermally-driven flow, is created on the perimeter of a surface where the sides are heated unevenly or the two sides of the surface have temperature differences. The force imposed by the heated side of the surface to the cold side is called radiometric force. Radiometric pumps work based on producing radiometric force in rarefied gas flow. The Knudsen number expresses the degree of rarefaction in gas flows. This number reports the ratio of the molecular mean free path to the characteristic length of the geometry.

At small Knudsen numbers, the primary force that causes the blades of a radiometer to rotate is a force created near the blade's edges. Thus, the edge effect is dominant in small Knudsen numbers, but in large Knudsen numbers, the effect of pressure difference between both sides of the blade is noticeable.

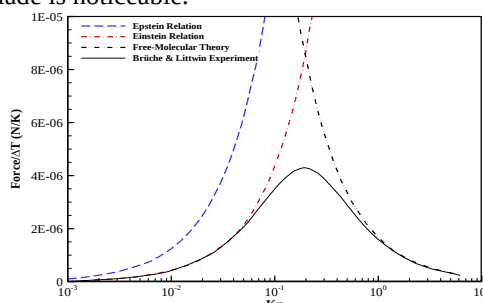


Figure 1. The comparison between the results of different theories and the experimental data for force per unit temperature difference based on Knudsen number

In Figure 1, the results of Einstein's, Epstein's, and free molecular regime theories and the experimental results of Brüche and Littwin for force per unit temperature gradient are compared for radiometric flow. It is observed that Einstein's theory at low Knudsen numbers and the free molecular theory in large Knudsen numbers agree well with the experimental data.

Different researchers performed quantitative studies of radiometric flow in recent years, but few experimental studies have been reported in this field. Researchers have concluded that knowing the temperature difference on radiometric blades is essential to calculate the generated forces on radiometric blades. However, no experiment has reported the temperature measurement of the two sides of a blade. Using thermal resistant sensors, this experimental study reported directly the temperature measurement of the blade's two sides for the first time. This temperature measurement method will effectively calculate the generated forces to radiometric blades and result in the radiometric forces to be reported with higher accuracy.

2. Experimental setup

The geometry of the experiment consists of a vacuum bell jar and the main body of the radiometer. The main body consists of a rotor with dark and light sides and a fixed section. The fixed section consists of a needle and a holder. As Figure 2 shows, the needle is fixed on the holder and its task is to keep the rotor set.



Figure 2. Fixed parts of the radiometer and the rotors

3. Results

The measured parameters include the velocity and temperature of each of the blades. The effect of temperature on dark and light surfaces is different. As Figure 3 shows, the temperature of the dark surface increases linearly due to absorbing more heat. From $t=0$ to 60 s, this increase has a higher slope than the increase of the lighter surface. The heat transfer mechanism of the hot surface happens in two ways. The first mechanism is absorbing heat by the radiation caused by the radiation source. The second mechanism is conducting the absorbed heat to the central section of the blade and towards the light surface.

¹. PhD student of Aerospace Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

². Corresponding Author, Professor of Aerospace Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran. e.roohi@um.ac.ir

After the dark surface's rapid absorption of heat by radiation, the blade's temperature increases. After 60 s, the effects of heat repulsion due to thermal conduction cause the temperature of the hot surface to become lower. After a slight decrease in temperature on the dark surface, its temperature becomes almost constant. The most crucial section in Figure 3 is the temperature difference between the cold and hot surfaces. This temperature difference is the stimulant for the creation of the radiometric force.

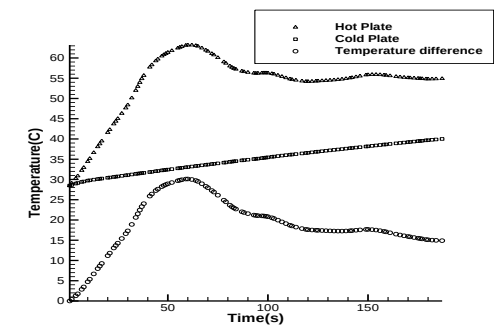


Figure 3. The experimental temperature measurement of the cold and the hot surface and their differences

Studying the temperature on time graphs, one can conclude that there is an essential relation between the force created on the radiometer blades and the temperature difference on both sides of the blades. The connection between these two parameters is linear, which means that with an increase in the temperature difference between the two sides of the blade, the force increases in a linear form. The slope of this line is proportional with parameters such as the Knudsen number, but this proportionality is not permanent. Over time, the temperature difference becomes fixed on both sides of the blade; the force decreases, although the relative temperature difference is fixed. This decreasing process is due to the decrease of molecules colliding with the hot surface and a reduction in momentum difference between the two hot and cold surfaces.

Radiometric flow features consisting of force to temperature difference and angular velocity in four pressures have been studied. Table 1 shows these data.

Table 1. The comparison of the ratio of force to temperature difference and angular velocity at different Knudsen numbers

Knudsen number	0.05	0.1	1	10
Force to Temperature differences	3.13×10^{-8} N/K	1.16×10^{-6} N/K	8×10^{-7} N/K	3.15×10^{-7} N/K
Angular velocity	0.23 rad/s	7.95 rad/s	8.49 rad/s	1.87 rad/s

It is observed that force has a direct and linear relationship with temperature difference. But other essential parameters influence the radiometric flow, one of which is the Knudsen number. As shown in Table 1, maximum radiometric force occurs at $Kn=0.1$. The flow at $Kn=0.1$ is at the border between the transition and the slip flow regimes. In this regime, both mechanisms of radiometric force work. This is why the generated force is at its maximum.

In Figure 4, a general comparison of different theories, Selden's experimental data, and the data obtained from this experiment is reported. From the pressure of 0.05 pa to the pressure of 0.65 pa, higher accuracy is observed in the present experiments than Selden's experimental results.

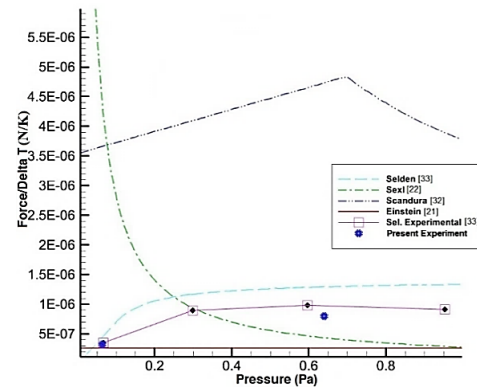


Figure 4. The comparison of the measured force with the experimental and analytical data

4. Conclusion

In this research, key parameters influencing the radiometric force were identified. For the first time, a direct method was used to measure the temperature of the radiometric blades. It was observed that the maximum radiometric force occurs at $Kn=0.1$. The highest angular velocity was observed at $Kn=1$. By increasing the temperature difference between the two sides of the blade, the force increases in a linear form. The slope of this line is proportional with parameters such as the Knudsen number, but this proportionality is not permanent. As time passes and the temperature difference becomes constant on both sides of the blade and with the temperature difference remaining relatively the same, the force decreases. The reason for the decreasing process is the decrease in the number of molecules colliding with the hot surface and a reduction in the momentum difference created between the hot and cold surfaces.

بررسی اثر پدیده کوران بر روی فاکتورهای آسایش حرارتی در ساختمانی با دیوار شیشه‌ای*

مقاله پژوهشی

افشین ایرانمنش^(۴)محمد شفیعی دهج^(۳)نوروز حیدری^(۲)علیرضا عرب سلغار^(۱)

چکیده استفاده از پنجره‌های بزرگ در ساختمان‌های مدرن یکی از طرح‌های محبوب در بین معماران و طراحان ساختمان است ولی افزایش مصرف انرژی در ساختمان به دلیل تشدید درفت ناشی از پنجره‌های بزرگ از جمله محدودیت‌ها در مقابل اجرای این طرح می‌باشد. هم‌چنین عدم امکان استفاده از سیستم‌های گرمایشی سنتی در محل پنجره‌ها از مشکلات دیگر فرا روی اجرای این طرح می‌باشد. در این مطالعه رویکرد استفاده از سیستم گرمایش جابه‌جایی اجباری با هدف کاهش اثرات کوران در قالب سه چیدمان مختلف از دمنده هوای گرم که دارای جانمایی (الف) در زیر پنجره، (ب) در دیوارهای جانبی و (ج) به صورت ترکیبی در زیر و بالای پنجره قرار گرفته است با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی شبیه‌سازی شده است. بررسی نتایج با استفاده از مقایسه توزیع دما و توزیع سرعت هوا برای هر سه چیدمان انجام شد و هم‌چنین آنالیز آسایش حرارتی با استفاده از مدل فنگر برای هر سه حالت انجام گرفت. نتایج نشان دادند که حالت سوم با داشتن دمنده ترکیبی که در آن از دمنده‌هایی در پایین و بالای پنجره استفاده شده است دارای مطابقت قابل قبولی با استانداردهای آسایش حرارتی اشری و ایزو ۷۷۳۰ است، به‌طوری‌که در ارتفاع حساس مچ پا و ناحیه تنفسی در حالت نشسته و ایستاده، شاخص‌های مورد تحلیل در آسایش حرارتی در محدوده تعریف شده استاندارد قرار گرفته است.

واژه‌های کلیدی آسایش حرارتی، کوران، پوسته شیشه‌ای، دینامیک سیالات محاسباتی.

مقدمه

شیشه‌ای در ساختمان میزان مصرف انرژی برای گرمایش و سرمایش ساختمان بالا می‌رود [2,3]. هم‌چنین ساختمان‌هایی با نسبت بزرگ سطح پنجره به سطح دیوار، مستعد ایجاد نارضایتی حرارتی در زمستان و گرم شدن زیاد در تابستان هستند که این امر ساختمان‌ها را در برابر حوادثی نظیر قطعی برق و خرابی سیستم تهویه آسیب‌پذیر کرده است [4,5]. با وجود این‌که در مطالعات مذکور، تمرکز بر روی مصرف انرژی است ولی افزایش ابعاد پنجره و طراحی ضعیف آن می‌تواند بر روی آسایش حرارتی ساکنان نیز تأثیر منفی بگذارد، به‌طوری‌که بر طبق مطالعه [6] بیشتر از ۵۰٪ کسانی که در ساختمان-هایی با WWR بزرگ‌تر از ۵۰٪ اقامت دارند نسبت به

در دهه‌های اخیر طراحی ساختمان‌هایی با پنجره‌های بزرگ با نسبت سطح پنجره به سطح دیوار (WWR) بزرگ رایج شده است. دلیل آن داشتن دید و نمای بهتر از محیط اطراف و هزینه ساخت پایین‌تر عنوان شده است؛ به عنوان مثال ساختمان‌هایی با دیوارهای بتنی و پنجره‌های کوچک نسبت به ساختمان‌هایی با پنجره‌های بزرگ یا پوسته شیشه‌ای هزینه ساخت بالاتری دارند [1]؛ اما با افزایش سطوح شیشه‌ای در پوسته ساختمان مشکلات مربوط به گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع بیشتر ظاهر می‌شود. مطالعات انجام گرفته در این خصوص نشان داده‌اند که با افزایش سطوح

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۳/۴ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۹/۲۳ می‌باشد.

(۱) دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران.

(۲) دانش آموزانه کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران.

(۳) نویسنده مسئول: دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران

Email: m.shafiey@vru.ac.ir.

(۴) مربی، گروه مهندسی عمران، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، ایران.

گرمایشی برای تأمین آسایش حرارتی ساکنان نیاز به بهبود دارد و می‌تواند با ترکیب شدن با سیستم‌های پمپ گرمایی مؤثرتر باشد. در مطالعه [15] نویسندگان تأثیر منابع گرمایی تابشی را بر روی اثرات درخت در پنجره‌های سنتی و سطوح کاملاً شیشه‌ای مورد بررسی قرار دادند و نتیجه گرفتند که حتی باوجود کاهش ضریب انتقال حرارت شیشه‌ها، افزایش ارتفاع پنجره اثرات سرمایشی آن را تشدید می‌کند.

در تمامی مطالعات انجام‌شده در این حوزه دیده می‌شود که با افزایش ابعاد پنجره، اثرات درخت نیز تشدید می‌شود و لزوم استفاده از یک سیستم گرمایشی مناسب نزدیک پنجره اجتناب‌ناپذیر است. یک رویکرد مؤثر در سیستم‌های تهویه مطبوع ساختمان‌های تجاری استفاده از سیستم دمش هوا از کف می‌باشد که از یک فضای واقع در کف که بین دال بتنی سازه و کف کاذب تعبیه شده‌است برای تزریق هوا به فضای مورد تهویه استفاده می‌کند که مشخصات عملکردی حرارتی آن متفاوت با سیستم‌های سنتی تزریق هوا از سقف است و دارای الگوی جریان هوا از کف به سقف می‌باشد [16]. بیشتر مطالعات انجام‌شده در سیستم‌های دمش هوا از کف یا روی آنالیز مصرف انرژی این سیستم‌ها تمرکز دارند [17,18] یا آسایش حرارتی در این سیستم‌ها را بررسی کرده‌اند [19,20] و در جدیدترین تحقیقات این سیستم‌ها را بهینه‌سازی کرده‌اند [21].

باتوجه به مطالب بالا، مطالعات زیادی در بررسی عملکرد حرارتی این سیستم‌ها انجام شده‌است اما تاکنون مطالعه‌ای در استفاده از این سیستم‌ها برای از بین بردن اثرات درخت بر روی پوسته شیشه‌ای صورت نگرفته‌است. زوکووسکی [9] مطالعه‌ای روی تعیین حداقل سرعت و دبی جت هوای گرم برای غلبه بر درخت در پنجره‌های کوچک انجام داده‌است؛ بنابراین در این پژوهش سعی بر این است تا تأثیرات سیستم توزیع هوای گرم اطراف پنجره بر روی جریان درخت بررسی گردد. در این سیستم از دمنده‌هایی در قالب سیستم دمش

کسانی که در ساختمان‌هایی با نسبت WWR کمتر از ۵۰٪ زندگی می‌کنند پنجره‌ها را منبع اصلی نارضایتی حرارتی‌شان عنوان کرده‌اند. باتوجه به مطالعات انجام‌شده تأثیر پنجره و اندازه آن روی آسایش حرارتی ساکنان مشهود است. برهم خوردن آسایش حرارتی از آن‌جا ناشی می‌شود که دمای سطح داخلی شیشه که به‌خوبی عایق نمی‌شود در اثر انتقال حرارت به‌صورت قابل توجهی کاهش پیدا می‌کند، به‌طوری‌که از دمای هوای داخل اتاق کمتر می‌شود و یک جریان هوای سرد رو به پایین در نزدیکی شیشه ایجاد می‌شود. این پدیده باعث تجمع هوای سرد در ارتفاعات نزدیک کف می‌شود. نتایج مطالعات [7,8] نشان می‌دهند که این جریان هوای سرد در صورت عدم وجود سیستم گرمایشی، می‌تواند تا ارتفاع ۰/۱ متر از کف در سطح فضا پخش شود. هایزلبِرگ [7] تأثیر درخت را بر روی آسایش حرارتی ساکنان بررسی کرده‌است و هم‌چنین در مطالعه‌ای [9] نشان داده شده‌است که یک پنجره به‌خوبی عایق‌بندی‌شده می‌تواند اثرات درخت را کم کند. این جریان هوای سرد در ناحیهٔ میچ پا می‌تواند باعث نارضایتی ساکنان شود [10,11] و در نتیجه آن، ساکنان برای رفع این ناراحتی، اقدام به افزایش دمای سیستم گرمایشی می‌کنند که منجر به افزایش مصرف انرژی ساختمان می‌شود.

تعبیه سیستم گرمایشی مناسب در زیر دیوارهای شیشه‌ای برای غلبه بر اثرات درخت موضوع اصلی چندین مطالعه بوده‌است که از جمله آن می‌توان به مطالعه [12] اشاره کرد که در آن نویسندگان نتیجه گرفته‌اند که اجرای سیستم گرمایش از کف در زیر پنجره می‌تواند بر کاهش اثرات درخت تأثیر مثبت داشته باشد ولی افزایش دمای سیستم می‌تواند اثر جریان هوای سرد را افزایش دهد. پولسکیچ و هالمبرگ در مطالعات [13,14] تأثیر سیستم‌های گرمایش قرنیزی را برای جلوگیری از جریان درخت در زیر پنجره‌های بزرگ مورد مطالعه قرار دادند و نتیجه گرفتند که این سیستم

درفت در فضاهای تهویه شده مطابق استاندارد اشری [24] و ایزو ۷۷۳۰ [25] تخمین زده می شود.

در این مطالعه، تهویه اتاقی با پوسته تمام شیشه ای همراه با دمش هوای گرم اطراف پنجره شبیه سازی می شود. هندسه مورد بررسی اتاقی با طول ۶/۵ m، عرض ۴/۵ m و ارتفاع ۳ m است. چهار مجرا برای ورود هوای گرم به اتاق در نظر گرفته شده است؛ یک مجرا در زیر پنجره و دو مجرا در دیوارهای جانبی در مجاورت پنجره و یک مجرا هم در سقف تعبیه شده است (شکل ۱).

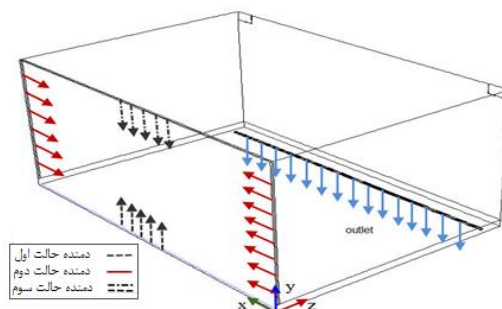
در این مطالعه فرض می شود که فضای مورد بررسی یک اتاق برای حضور دو انسان می باشد. اتاق تنها یک دیوار خارجی دارد که تمام آن از پنجره ای سه جداره بدون چارچوب و طاقچه می باشد (شکل ۱). هم چنین فرض می شود که بقیه دیوارها، کف و سقف اتاق در مجاورت با فضای تهویه شده می باشند. بنابراین تنها منبع اتلاف گرما، جدار شیشه ای می باشد. دیفیوزرهای تأمین هوای گرم ورودی مستطیلی شکل هستند و در سه حالت مختلف به شرح ذیل قرار گرفته اند:

- (۱) کانال در زیر پنجره واقع در کف کاذب؛
- (۲) کانال در دیوارهای جانبی اطراف پنجره؛
- (۳) کانال در زیر پنجره واقع در کف کاذب و در بالای پنجره در سقف کاذب (سیستم ترکیبی دمش هوای گرم). در تمامی حالت های بالا فرض می شود که کانال برگشت هوا در کف و در دیوار مقابل پنجره می باشد و دارای سطح مقطع مستطیلی می باشد. ساختار قرارگیری کانال ها براساس استاندارد اشری ۵۵ می باشد. در فضای مورد بررسی فرض می شود که اتاق خالی و بدون تجهیزات می باشد. در جدول (۱) موقعیت اتاق و کانال های رفت و برگشت و ابعاد مربوط بیان شده اند.

از کف که در زیر پنجره نصب می شود استفاده گردید و هم چنین دمنده های جانبی در اطراف پنجره و دمنده سقفی در بالای پنجره لحاظ شدند تا تأثیر این نوع چیدمان ها و ترکیب آنها بر روی اثرات درفت با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شود. هم چنین شاخص های آسایش حرارتی ساکنان درسی تم های پیشنهادی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت.

شرح مسئله

در دهه های اخیر آسایش حرارتی و مدل سازی آن موضوع مورد مطالعه تحقیقات بیشماری بوده است [22]. این مدل ها به طور کلی در دو دسته طبقه بندی می شوند: (۱) تعادل حرارتی و (۲) سازگاری. مدل تعادل حرارتی شامل تعیین حالات فیزیولوژیکی بدن انسان قبل از احساس حرارت و پیش بینی آسایش حرارتی در محیط مورد نظر است. این حالات فیزیولوژیکی شامل دمای پوست و بار گرمایی بدن انسان است. امروزه شناخته شده ترین مدل برای مدل سازی این حالت مدل فنر است [23] که در چندین استاندارد بین المللی مانند استاندارد اشری [24] و استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [25] به آن اشاره شده است. مدل فنر بدن انسان را به صورت یک توده جرمی در نظر می گیرد که در آن فعل و انفعالات حرارتی رخ می دهد و از این طریق بار گرمایی کلی بدن انسان را محاسبه می کند و با استفاده از یک معادله رگرسیون، احساس حرارتی ساکنان را که ممکن است گزارش دهند پیش بینی می کند. این احساس حرارتی اغلب به صورت میانگین احساس پیش بینی شده معرفی می شود (این شاخص رنج حرارتی بازه ای از ۳- تا ۳+ را در بر می گیرد و در مقدار صفر، شرایط حرارتی معتدل است). از نظر ریاضی مقدار PMV می تواند از محدوده تعریف شده فراتر رود که نارضایتی حرارتی را در پی دارد. این شاخص معمولاً با شاخص درصد نارضایتی پیش بینی شده ارائه می شود [23]. هم چنین شاخص نارضایتی در اثر جریان سرد پایین رونده با شاخص نرخ



شکل ۱ مدل اتاق مورد استفاده به عنوان هندسه مسئله

جدول ۱ ابعاد هندسه مسئله و موقعیت مجراهای ورودی و خروجی

موقعیت (m)			ارتفاع (m)	عرض (m)	طول (m)	
x	z	y	Δy	Δz	Δx	
۰/۰	۰/۰	۰/۰	۳/۰	۴/۵	۶/۵	فضای نمونه
۰/۰	۰/۰	۰/۰	۳/۰	۰/۰	۶/۵	دیوار خارجی شیشه‌ای
۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰	۰/۰۲۵	۶/۵	مجرای هوای ورودی واقع در کف
۰/۰	۰/۰	۰/۱۵	۲/۸۵	۰/۰۲۵	۰/۰	مجرای هوای ورودی دیوار (I)
۰/۰	۰/۰	۰/۱۵	۲/۸۵	۰/۰۲۵	۰/۰	مجرای هوای ورودی دیوار (II)
۰/۰	۰/۰	۳/۰	۰/۰	۰/۰۲۵	۶/۵	مجرای هوای ورودی در سقف
۴/۲	۰/۱	۰/۰	۰/۰	۰/۰۲۵	۶/۳	مجرای هوای خروجی در کف

معادلات حاکم

معادله انرژی:

$$\nabla \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T + q_s \quad (۳)$$

که طبق معادلات (۴ و ۵):

$$\vec{V} = u_i + v_j + w_k \quad (۴)$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} i + \frac{\partial}{\partial y} j + \frac{\partial}{\partial z} k \quad (۵)$$

جمله آخر در سمت راست معادله (۲) اصطلاحاً تنش آشفتگی یا تنش رینولدز است. تنها تفاوت معادلات جریان آرام با آشفته نیز فقط حضور همین عبارت می باشد. در معادله انرژی نیز برای جریان آشفته جمله جدیدی با عنوان شار حرارتی اغتشاشی (q_s)

در این تحقیق معادلات حاکم شامل دو بخش معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت و معادلات مربوط به احساس آسایش حرارتی افراد می باشد. معادلات حاکم بر جریان پایا و غیر قابل تراکم و با فرض ثابت بودن خواص فیزیکی سیال شامل معادلات زیر است. طبق معادلات (۱ تا ۳) داریم:

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (۱)$$

معادله ممتوم:

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla P + \mu_{eff} \nabla^2 \vec{V} + \vec{S} \quad (۲)$$

لباس) و چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابشی، فشار بخار هوا و سرعت هوا) وابسته است. این عوامل مؤثر بر شرایط حرارتی بدن را در قالب شاخص واحدی به نام میانگین آرای افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط (PMV) بیان می کنند. مقدار این شاخص بر مبنای رابطه (۷) محاسبه می شود. شاخص میانگین آرای افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط احساس حرارتی ساکنان را (آرای گروه بزرگی از افراد) نسبت به شرایط گرمایی محیط بررسی و ارزیابی می کند. این شاخص یک مقدار کمی را به احساس حرارتی عمومی افراد نسبت می دهد که با تعیین آن می توان نسبت به تحلیل شرایط حرارتی، بهبود و بهینه سازی آن اقدام کرد. مقدار این شاخص، عددی صحیح بین ۳+ تا ۳- است که حس دمایی متناسب با هر عدد صحیح از گرم تا سرد براساس این شاخص سنجیده می شود. براساس پیشنهاد استاندارد ایزو ۷۷۳۰ مقدار متناسب این شاخص بین ۰/۵- تا ۰/۵+ می باشد [14]:

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028)(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M (5867 - p_a) - 0.0014M (34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (7)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \{3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)\} \quad (8)$$

که M نرخ متابولیک است که بر واحد (met) سنجیده می شود. W میزان کار خارجی افراد (W/m^2)، p_a فشار جزئی بخار هوا (Pa)، t_a دمای هوا ($^{\circ}C$)، t_{cl} دمای سطح لباس افراد ($^{\circ}C$)، t_r دمای متوسط تابشی ($^{\circ}C$)، I_{cl} مقاومت حرارتی لباس ($W/m^2^{\circ}C$)، f_{cl} فاکتور لباس (بی بعد) و h_c ضریب انتقال حرارت جابه جایی روی سطح لباس ($W/m^2^{\circ}C$) می باشد. هم چنین با استفاده از میانگین شاخص حرارتی، می توان درصد نارضایتی افراد از محیط PPD را از طریق رابطه (۹) تعیین کرد:

وارد می شود. از مطرح ترین مدل های اغتشاشی برای محاسبه جریان هوای داخل ساختمان می توان به مدل های دو معادله ای اشاره کرد. در این مدل، تنش ها و شارهای اغتشاشی پدید آمده در معادلات اغتشاشی حاکم را می توان بر مبنای تقریب بوزینسک به صورت رابطه زیر مدل کرد:

$$\vec{S} = \left[\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \delta_{ij} \quad (6)$$

از بین تمامی مدل های دو معادله ای برای مدل سازی جریان مغشوش در محیط داخلی ساختمان مدل k-ε RNG دارای پایداری بهتری می باشد [26]. همان گونه که در قسمت قبل بیان شد در فصل سرد سال امکان پدیده درفت مخصوصاً در پنجره های بزرگ بسیار محتمل می باشد. بدین ترتیب که جریان گرم هوا به واسطه اختلاف چگالی در نزدیکی پنجره به سمت بالا حرکت می کند اما با توجه به انتقال حرارت با جدار سرد شیشه دمای آن کاهش می یابد و در نتیجه جهت جریان عکس می شود و به سمت کف فضا تغییر مسیر می دهد [23]. این جریان سرد در فضا باعث به هم ریختگی آسایش حرارتی می شود که شکایت ساکنان را به همراه خواهد داشت. غلبه بر این جریان سرد رو به پایین با استفاده از دمنده هوای گرم و تحلیل آسایش حرارتی با استفاده از مدل فنگر هدف اصلی این مطالعه است. شبیه سازی و حل مسئله با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی انجام می شود.

ایدل به کارگیری مدل های آسایش حرارتی به دهه ۱۹۶۰ میلادی باز می گردد. در سال ۱۹۷۰ فنگر اولین مدل تحلیلی برای پیش بینی شرایط آسایش حرارتی را ارائه کرد. مدل فنگر یک مدل پایا و تک نقطه ای محسوب می شود که با وجود گذشت زمان نسبتاً زیادی از ارائه آن هنوز هم به عنوان پرکاربردترین مدل تحلیلی آسایش حرارتی مطرح است. در این مدل شرایط حرارتی بدن به دو عامل فردی (نرخ متابولیک و میزان عایق بندی

دیوار خارجی شیشه‌ای به‌عنوان دیوار داخلی و از لحاظ انتقال حرارت عایق انتخاب شده‌اند. در این پژوهش از به‌کار بردن مدل انسانی برای شبیه‌سازی انتقال حرارت بدن صرف‌نظر شده‌است و فقط شاخص آسایش حرارتی افراد و میزان نارضایتی از شرایط حرارتی محیط و میزان نارضایتی در اثر سرمایشی موضعی به‌کمک مدل فن‌گر پیش‌بینی شده‌است. از قرار دادن مبلمان، میز و صندلی و تجهیزات اضافی به‌دلیل تأثیرات آن بر روی تداخل جریان خودداری شده‌است. اتاق برای امور اداری با حداکثر دو نفر به‌عنوان کارمند با فعالیت بدنی آرام (مطالعه یا استراحت) با نرخ متابولیسم 58 W/m^2 به‌کار می‌رود. ضمن این‌که میزان مقاومت حرارتی لباس افراد برای لباس متداول زمستانه در فضاهای داخلی برابر با $0.155 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ می‌باشد [23].

روش حل و بررسی صحت مدل‌سازی

هندسه مورد بررسی توسط نرم‌افزار گمبیت نسخه ۲،۴،۶ تولید شده‌است. شبکه‌بندی هندسه از نوع ساختاریافته و سلول‌های به‌کاررفته از نوع شش‌وجهی می‌باشد. در مطالعه حاضر از نسخه ۶،۳،۲۶ نرم‌افزار فلوئنت برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم در میدان جریان مورد نظر استفاده شده‌است. برای ارتباط فشار و سرعت جریان از الگوریتم سیمپل استفاده شده‌است. از روش مرتبه دوم مرکزی برای گسسته‌سازی معادلات استفاده شده‌است و شبکه‌بندی هندسه از نوع با سازمان می‌باشد. هم‌چنین برای مدل‌سازی جریان مغشوش از مدل $k-\epsilon$ RNG که مدلی مناسب برای یک جریان با رینولدزهای پایین به‌ویژه مسائل تهویه مطبوع می‌باشد استفاده شده‌است [26].

به‌منظور بررسی صحت مدل حاضر، نتایج شبیه‌سازی از مدل به‌کار گرفته‌شده با نتایج پلاسکیچ و هولمبرگ [12] در شکل (۲) مقایسه شده‌است. شکل (۲) پروفیل سرعت هوا را در وسط اتاق در راستای عمودی نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.3353PMV^4 - 0.2179PMV^2) \quad (9)$$

دررفت شکایت اصلی افراد در فضاهای اشغال‌شده در فصل سرد سال می‌باشد که به‌صورت یک سرمایشی محلی ناخواسته بدن است و تابعی از دما، سرعت جریان و شدت اغتشاش جریان هوا می‌باشد. مقدار درصد افرادی که در فضاهای مورد استفاده پدیده دررفت را تجربه می‌کنند توسط روش‌های مختلفی به‌دست می‌آید. دررفت را می‌توان از رابطه زیر به‌دست آورد [14]:

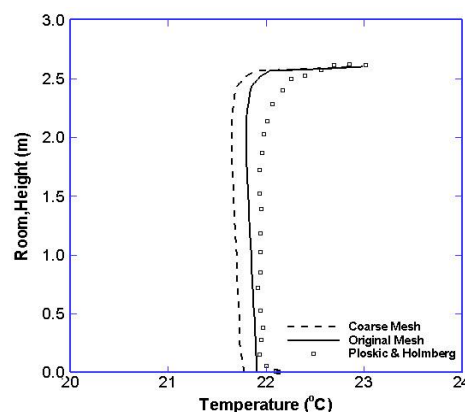
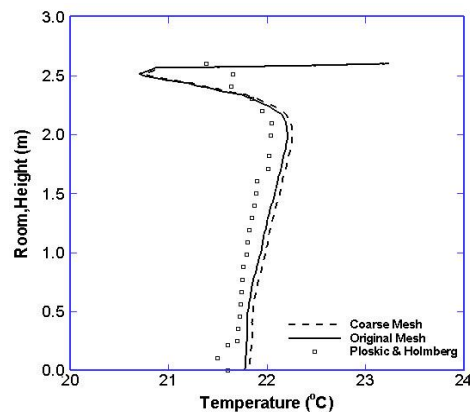
$$DR = (34 - t_{air})(v_{air} - 0.05)^{0.62} (3.143 + 0.3696.TI.v_{air}) \quad (10)$$

براساس استاندارد ایزو ۷۷۳۰ درصد نارضایتی بر اثر پدیده دررفت در مناطق اشغال‌شده توسط ساکنان باید کمتر از ۱۵٪ باشد.

در این مطالعه فرض می‌شود که هوای خروجی از کانال‌ها دمایی ثابت و به‌صورت یکنواخت می‌باشند. هم‌چنین دبی هوای تهویه در تمام فرآیند حل ثابت می‌باشد. به‌منظور بررسی اثر دمای هوای ورودی بر توزیع پارامترهای آسایش حرارتی، محدوده دمایی $^{\circ}\text{C}$ ۲۲-۲۶ برای هوای تازه در نظر گرفته می‌شود [9]. به‌منظور بررسی عملکرد سیستم توزیع هوا برای حالت گرمایش و امکان مقایسه آن در شرایط مختلف، در سیستم‌های مورد بررسی دبی جریان هوای ورودی به اتاق در محدوده $0.144 - 0.288 \text{ m}^3/\text{s}$ لحاظ می‌شود [9] که این مقدار برابر با ۱۶-۸ بار تعویض هوای اتاق در ساعت است که مطابق با استاندارد اشری می‌باشد.

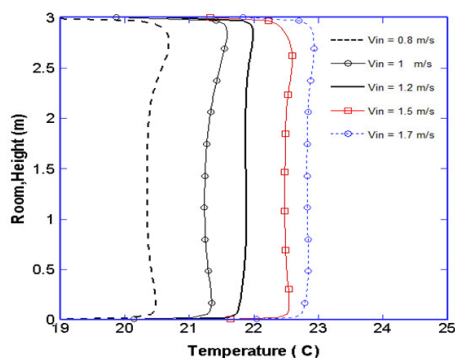
فرض می‌شود که پوسته خارجی از یک پنجره سه‌جداره تشکیل گردیده که برای بالا بردن مقاومت حرارتی، بین لایه‌های آن با گاز آرگون پر شده‌است. بنابراین ضریب انتقال حرارت کلی این جدار شیشه‌ای $1/2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ و دمای طرح خارج با روش یک درصد در شهر کرمان 10°C - لحاظ می‌شود. دیوارها به‌جز

مدل حاضر دارای دقت قابل قبولی می باشد.

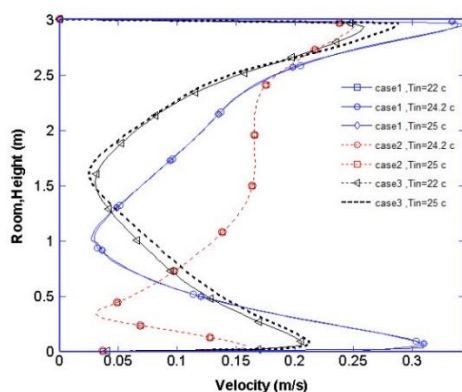


شکل ۲ مقایسه نتایج شبیه سازی مدل به کار گرفته شده با نتایج پلاسکیچ و هولمبرگ

این تغییرات بسیار کمتر از مقدار توصیه شده در استانداردهای جهانی است و ما شاهد توزیع دمای کاملاً یکنواخت در اتاق هستیم. همچنین نتایج حاصل از بررسی باتوجه به شکل نشان می دهند که با افزایش نرخ جریان هوای ورودی، تغییرات دما برای هر حالت یکنواخت تر می شود. تنها مسئله ای که از پروفیل های دما در شکل به خوبی مشهود است این است که با افزایش نرخ جریان هوای ورودی، دمای آسایش نیز افزایش می یابد. باتوجه به شکل (۳) در کم ترین نرخ جریان ورودی ($V=0.8\text{ m/s}$) دمای هوا بین 20.5°C و 20°C و در بیشترین نرخ جریان هوا ($V=1.7\text{ m/s}$) دمای هوای اتاق به حدود 23°C می رسد. نتایج حاصل از تأثیرات نرخ جریان هوا بر روی توزیع دمای هوا در اتاق برای هر سه حالت در جدول (۲) آورده شده است.



شکل ۳ تأثیر نرخ جریان هوای ورودی به اتاق بر روی دمای آسایش برای حالت اول



شکل ۴ نمودار توزیع سرعت هوا روی صفحه متقارن واقع در مرکز اتاق

نتایج

شکل (۳) تأثیر نرخ جریان هوای ورودی به اتاق را بر روی توزیع دمای اتاق برای حالت اول نشان می دهد. دمای هوای خارج شده از دمنده ها برای تمامی سرعت های ورودی ثابت و مقدار آن 25°C است. همان طور که در شکل ملاحظه می شود در همه نرخ های جریان ورودی تغییرات پروفیل دما در فاصله بین میچ پا تا ناحیه سر و گردن (ارتفاع $1/7-0/1$ متر) برای یک فرد در حالت ایستاده بسیار ناچیز است. مقدار مجاز این محدوده تغییرات دما بر طبق استاندارد اشری و ایزو ۷۷۳۰ حداکثر 3°C است (تغییرات دمای عمودی بین کف تا سقف). اما باتوجه به شکل ملاحظه می شود که

همان‌طور که می‌دانیم مقدار سرعت هوا یکی از فاکتورهای اصلی برای تعیین آسایش حرارتی سیستم تهویه مطبوع است. برای این‌که آسایش حرارتی برقرار باشد سرعت هوا در اتاق نباید از مقادیر مشخصی بالاتر باشد. بر طبق استاندارد اشری و ایزو ۷۷۳۰ محدوده سرعت مجاز هوا در فضا باید بین $0.25 - 0.5 \text{ m/s}$ باشد. باتوجه به استانداردهای آسایش، سرعت هوای بالاتر از 0.25 m/s موجب برهم خوردن شرایط تعادل دمایی و نیز افزایش نوسانات سرعت هوا می‌شود که یکی از دلایل اصلی نارضایتی حرارتی و ایجاد پدیده درفت یا سرمایش موضعی می‌باشد.

شکل (۴) نمودار توزیع سرعت هوا روی صفحه تقارن واقع در مرکز اتاق را نشان می‌دهد. نتایج شبیه‌سازی حاکی از آن است که تغییرات دمای هوای ورودی از دمنده‌ها در هر سه حالت موقعیت دریچه‌ها بر روی توزیع سرعت هوا در اتاق تأثیر چندانی ندارد و در تمامی حالات، تغییرات سرعت نسبت به تغییرات دمای هوای ورودی از دمنده‌ها ناچیز و قابل صرف‌نظر کردن است. باتوجه به بررسی نتایج شبیه‌سازی در هر سه حالت موقعیت دریچه‌های هوای ورودی به اتاق، سرعت $V=1/5 \text{ m/s}$ و دمای $T=25^\circ\text{C}$ بهترین نتیجه را برحسب توزیع دما و توزیع سرعت هوا در اتاق در پی دارد. بنابراین این شرایط به‌عنوان شرایط پایه برای مقایسه هر سه حالت در نظر گرفته می‌شود و نتایج حاصل از شبیه‌سازی براساس این شرایط ارائه می‌شود.

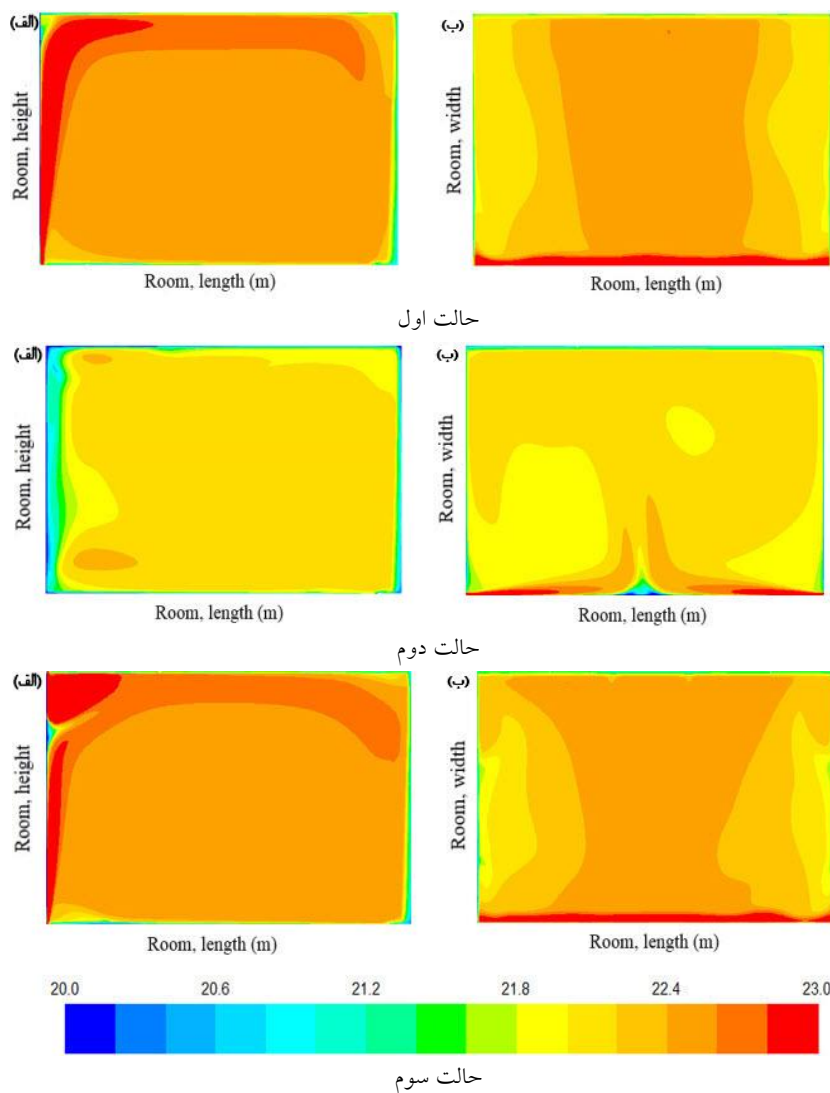
شکل‌های (۵-الف) توزیع دمای آسایش فضای اتاق را در شرایط پایه ($T=25^\circ\text{C}$ ، $V=1/5 \text{ m/s}$) در صفحه تقارن در مرکز اتاق که در فاصله طولی $3/25 \text{ m}$ $x=$ می‌باشد به ترتیب برای حالت اول، دوم و سوم نشان می‌دهند. همچنین در شکل‌های (۵-ب) توزیع دمای هوای اتاق در شرایط پایه برای صفحه افقی واقع در ارتفاع $1/1 \text{ m}$ نشان داده شده‌است. همان‌طور که در

شکل (۵) مشاهده می‌شود توزیع دمای یکنواخت در محدوده $22/4^\circ\text{C} - 21/8^\circ\text{C}$ برای حالت اول از سیستم گرمایش به‌دست آمده‌است. هوای گرم ورودی به‌دلیل تماس با سطح سرد شیشه و افزایش انتقال حرارت از آن دچار کاهش دما می‌شود و در نهایت دمای یکنواختی را در سراسر فضای اتاق به‌وجود می‌آورد. باتوجه به شکل (۵-ب) مربوط به حالت اول، در محدوده مرکز اتاق، توزیع دما تقریباً یکنواخت می‌باشد به‌طوری‌که اختلاف دمای این ناحیه $0/3^\circ\text{C}$ است. باتوجه به توزیع دمای نشان داده‌شده برای دمنده‌های جانبی هوا (حالت دوم) درمی‌یابیم که در اثر جریان هوای گرم جانبی بر روی پنجره، میدان دما در اعظم قسمت‌های اتاق تقریباً یکنواخت‌تر از دو حالت دیگر می‌باشد به‌طوری‌که در محدوده وسیعی از فضای اتاق، اختلاف دما از $0/4^\circ\text{C}$ بالاتر نمی‌رود، ولی این سیستم نتوانسته بر اثرات جریان سرمایشی پنجره به‌خوبی غلبه کند و شاهد کاهش دمای هوا در اتاق هستیم. از شکل (۵) کاملاً پیداست که توزیع دما در قسمت‌های اشغال‌شده اتاق برای سیستم ترکیبی دمش هوا (حالت ۳) دارای یکنواختی بیشتری است. همچنین این سیستم بر اثرات سرمایشی پنجره به‌خوبی غلبه کرده‌است و توزیع دمای یکنواختی را در اتاق خصوصاً در قسمت‌های انتهایی آن که محل تردد افراد می‌باشد، نتیجه می‌دهد.

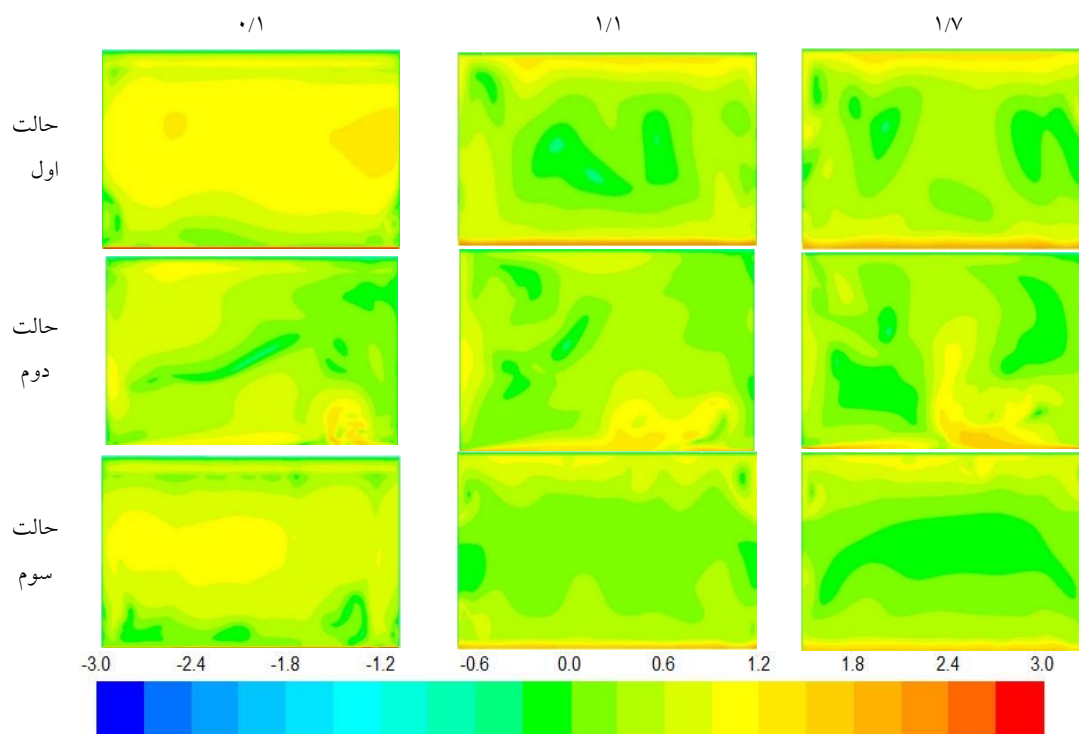
همان‌طور که در بالا ذکر شد بیشینه تغییرات عمودی دما در هر سه سیستم مورد بررسی کمتر از 3°C است که مطابقت خوبی را با استاندارد ایزو ۷۷۳۰ در مورد عدم نارضایتی حرارتی در اثر توزیع ناهمگن دما در اتاق دارد.

جدول ۲ نتایج حاصل از تأثیرات نرخ جریان هوا بر روی توزیع دمای هوا در اتاق

توزیع دمای عمودی در ناحیهٔ میچ پا و هم‌چنین در ناحیهٔ تنفسی افراد (°C)									سرعت جریان هوای ورودی (m/s)
حالت سوم			حالت دوم			حالت اول			
m ۱/۷	m ۱/۱	m ۰/۱	m ۱/۷	m ۱/۱	m ۰/۱	m ۱/۷	m ۱/۱	m ۰/۱	
۲۰/۴	۲۰/۳	۲۰/۶	۲۰/۲	۲۰/۲	۲۰/۳	۲۰/۲	۲۰/۲	۲۰/۵	۰/۸
۲۰/۴	۲۱/۰	۲۱/۳	۲۱/۳	۲۱/۳	۲۱/۵	۲۱/۳	۲۱/۲	۲۱/۳	۱/۰
۲۱/۷	۲۱/۳	۲۱/۵	۲۱/۷	۲۱/۵	۲۱/۷	۲۱/۸	۲۱/۸	۲۱/۷	۱/۲
۲۲/۵	۲۲/۵	۲۲/۷	۲۲/۵	۲۲/۳	۲۲/۵	۲۲/۵	۲۲/۵	۲۲/۶	۱/۵
۲۴/۸	۲۳/۷	۲۴/۰	۲۴/۰	۲۳/۷	۲۳/۹	۲۳/۹	۲۳/۸	۲۳/۸	۱/۸



شکل ۵ الف) توزیع دمای عمودی اتاق در فاصله طولی $x = 3/25m$ واقع در مرکز اتاق و ب) توزیع دمای افقی در ارتفاع $y = 1/1m$ برای هر سه حالت مورد بررسی در شرایط پایه ($T=25^{\circ}C$ ، $V=1/5 m/s$)



شکل ۶: توزیع افقی شاخص میانگین آرای افراد (PMV) در فاصله ۰/۱، ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف اتاق برای سه حالت

مشاهده می‌شود که در ارتفاع ۰/۱ متر، نارضایتی حرارتی از شرایط گرمایی کمی بهبود پیدا کرده‌است ولی هنوز این شرایط در محدوده‌هایی از اتاق دارای انحراف از استاندارد است ولی در ارتفاعات بالاتر شرایط گرمایی بهبود قابل توجهی پیدا کرده‌است به‌طوری‌که به مقدار ایده‌آل بسیار نزدیک است.

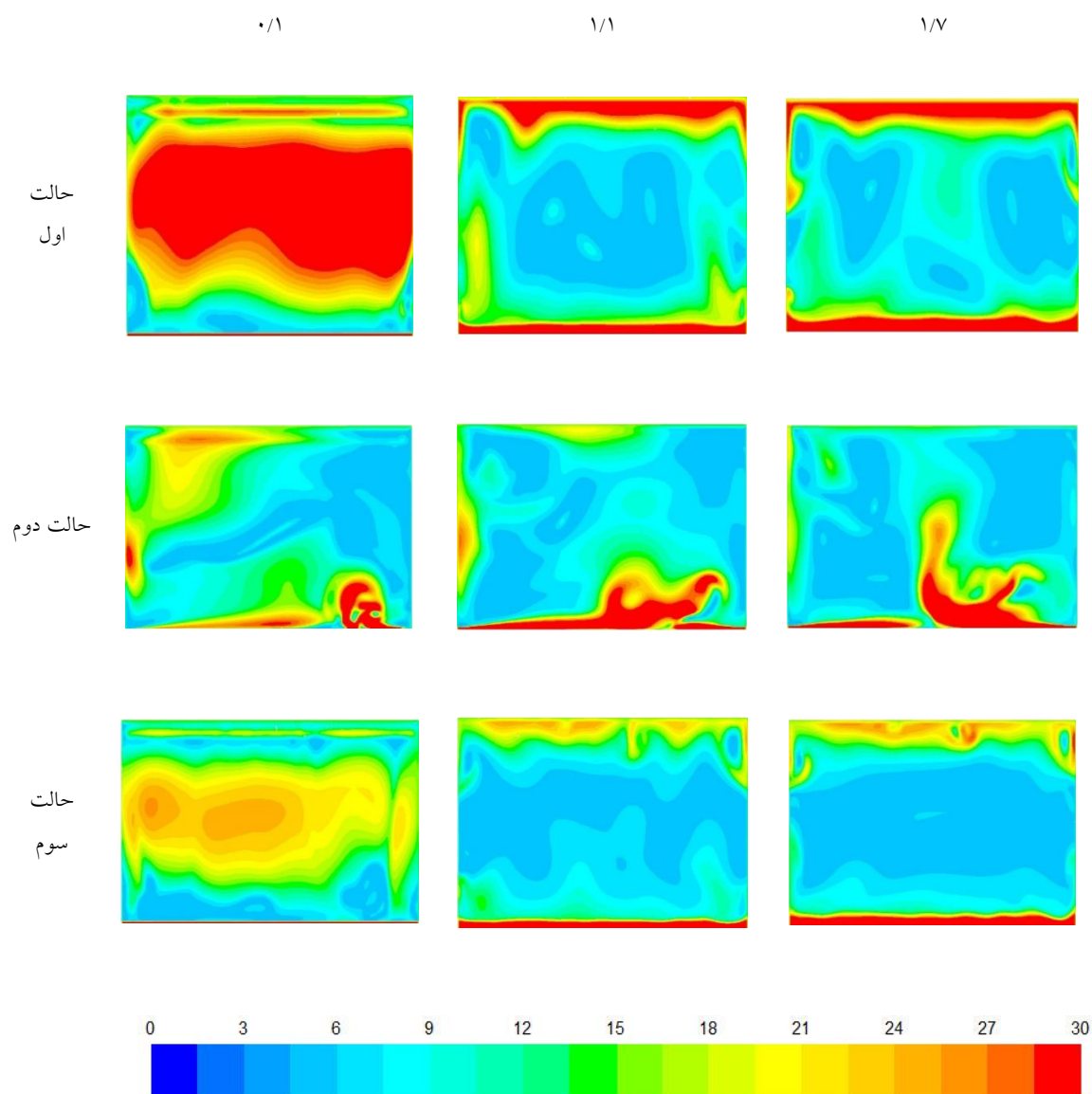
در شکل (۷) توزیع شاخص درصد نارضایتی حرارتی برای هر سه پیکربندی مورد بررسی نمایش داده شده‌است. با توجه به مقدار ایده‌آل این شاخص که در استانداردهای آسایش حرارتی ۱۵٪ می‌باشد و نشان‌دهنده درصد افراد ناراضی از شرایط حرارتی محیط است مشخص گردید که در حالت اول در ارتفاع ۰/۱ متر شاخص PPD در محدوده ۳۰٪ است که نشان می‌دهد حدود ۳۰٪ افراد در محدوده سکونت اتاق، در ناحیهٔ میج یا نارضایتی حرارتی دارند. در ارتفاعات بالاتر یعنی ناحیهٔ سر و گردن در حالت نشسته و ایستاده یعنی به‌ترتیب ارتفاعات ۱/۱ متر و ۱/۷ متر، شاخص PPD در

دو شاخص میانگین احساس پیش‌بینی شده و درصد نارضایتی پیش‌بینی شده برای ارزیابی شرایط آسایش حرارتی عمومی در سه حالت موقعیت مکانی دریاچه‌های ورودی هوا مورد بررسی و مقایسه قرار گرفتند. در شکل (۶) نتایج حاصل از آنالیز شاخص آسایش حرارتی PMV نمایش داده شده‌است. با توجه به شکل (۶) در حالت اول در آن نواحی از اتاق که جزو ناحیهٔ سکونت افراد به‌شمار می‌رود، مقدار شاخص PMV کمتر از ۰/۵ است و مطابقت خوبی با مقدار توصیه‌شده در استاندارد ایزو ۷۷۳۰ دارد. شایان ذکر است که تنها در نواحی نزدیک به سطوح پنجره و دیوارهای داخلی، مقدار این شاخص کمی از مقدار توصیه‌شده در استاندارد بیشتر می‌باشد؛ اما با توجه به این نکته که این نواحی در محدودهٔ حضور افراد قرار نمی‌گیرند، این مقدار انحراف از استاندارد قابل چشم‌پوشی است. با توجه به نتایج حالت اول در ارتفاع ۰/۱ متر از کف اتاق، انحراف از شرایط آسایش حرارتی مشاهده می‌شود. در حالت سوم

محدوده بهتری از استاندارد قرار می‌گیرد. فقط نزدیک پنجره و دیوارهای مقابل به دلیل تجمع هوای گرم از محدوده استاندارد فراتر می‌رود. در قسمت‌های مرکزی اتاق که محل سکونت افراد است، مقدار آن در محدوده ایده‌آل قرار دارد که مشخص می‌کند در این نواحی کمتر از ۱۵٪ افراد حاضر در محیط دچار نارضایتی حرارتی

می‌شوند.

باتوجه به نتایج به دست آمده برای حالت دوم مشخص می‌گردد که استفاده از دمنده هوای جانبی باعث نفوذ جریان هوای گرم به محل سکونت افراد می‌شود و مقدار نارضایتی در ارتفاعات بالاتر افزایش می‌یابد.

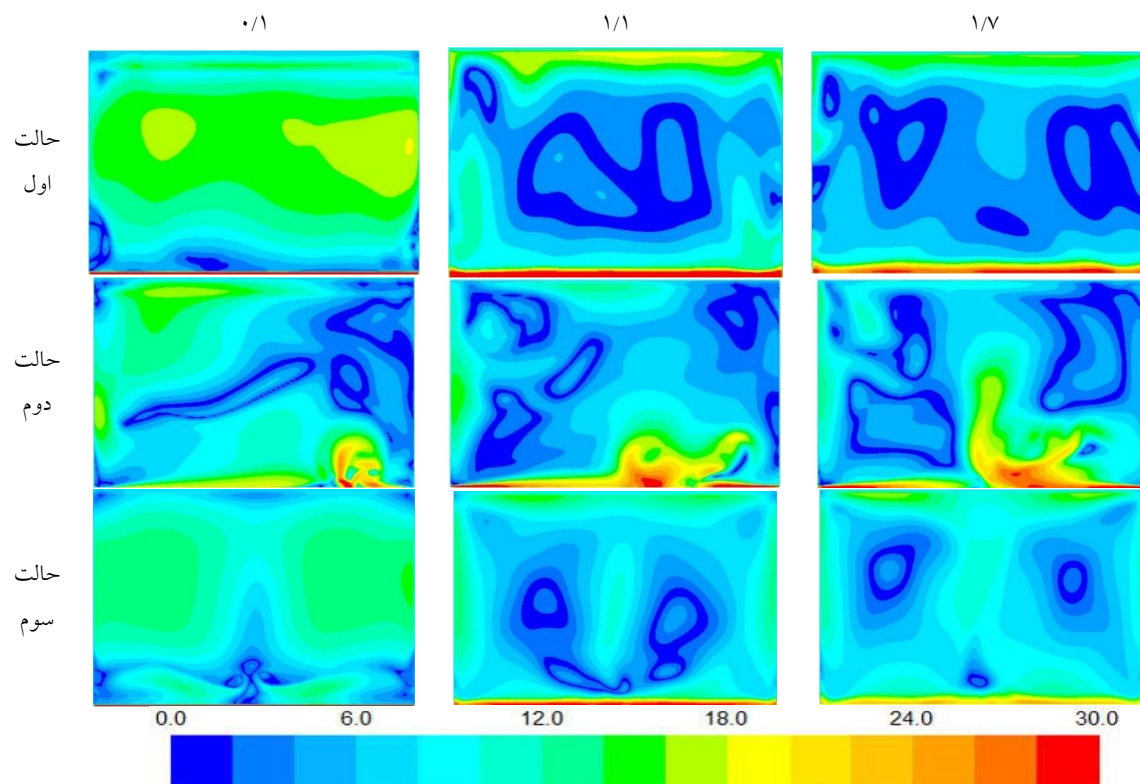


شکل ۷ توزیع افقی شاخص درصد نارضایتی حرارتی (PPD) در فاصله ۰/۱، ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف اتاق برای سه حالت مورد بررسی

از نتایج شبیه‌سازی برای حالت سوم می‌توان گفت که نارضایتی حرارتی با استفاده از سیستم دمنده ترکیبی در ارتفاع ۰/۱ متر کمی بهبود پیدا می‌کند و به مقدار ایده‌آل نزدیک‌تر می‌شود ولی هنوز در این ارتفاع حدود ۲۵٪ افراد در ناحیهٔ میچ پا احساس نارضایتی حرارتی دارند ولی در ارتفاعات بالاتر مقدار شاخص نسبت به حالت اول بهبود قابل توجهی پیدا می‌کند. مقدار این شاخص برای حالت سوم در ارتفاعات بالاتر سراسر فضای مورد تهویه به صورت یکنواخت است و به مقدار ایده‌آل ۵٪ می‌رسد.

در این مطالعه به منظور بررسی نقش پنجره بر احتمال ایجاد پدیدهٔ درفت یا سرمایش موضعی روی بدن افراد و همچنین بررسی عملکرد سیستم‌های گرمایی معرفی شده، درصد نارضایتی افراد بر اثر پدیدهٔ درفت در اتاق محاسبه گردید. در شکل (۸) تغییرات درصد نارضایتی در اثر پدیدهٔ درفت در فاصلهٔ ۰/۱، ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف اتاق برای هر سه حالت پیکربندی نشان داده شده است. باتوجه به این که بیشترین نارضایتی گزارش شده ناشی از سرمایش موضعی در ناحیهٔ میچ پا (۰/۱ متر)، و ناحیهٔ سر و گردن در حالت نشسته (۱/۱ متر) می‌باشد، به همین دلیل نتیجه بررسی‌ها در این نواحی از اهمیت خاصی برخوردار است. همان‌طور که از نتایج حالت اول ملاحظه می‌شود تنها در ارتفاع ۰/۱ متر از کف زمین در بعضی نقاط اتاق نرخ درفت از ۱۵٪ بیشتر شده است ولی مقدار آن زیاد نیست. نرخ درفت در نزدیک پنجره به دلیل اثرات شدید تداخل جریان گرم خارج شده از دمنده و جریان سرد رو به پایین از مقدار مجاز بیشتر است ولی در ۹۰٪ از فضای اتاق مقدار DR کمتر از ۱۵٪ می‌باشد. بر طبق استاندارد ایزو ۷۷۳۰ و اشری درصد نارضایتی حرارتی در اثر پدیدهٔ درفت کمتر از ۱۵٪ به عنوان ناحیهٔ مطلوب از نظر آسایش حرارتی

تعیین شده است. در این نرخ درفت پدیدهٔ سرمایش موضعی ظاهر نمی‌شود. باتوجه به شکل (۸) نرخ درفت در حالت دوم یعنی سیستم دمندهٔ هوای جانبی در بیشتر فضای اتاق در محدودهٔ مطلوبی قرار دارد ولی در نواحی نزدیک پنجره همانند حالت اول با افزایش نرخ درفت مواجهیم که دلیل آن افزایش تداخل جریان هوا در مرکز پنجره و نفوذ آن به قسمت‌های مرکزی اتاق می‌باشد. از طرفی نواحی نزدیک پنجره تا فاصلهٔ ۱m از پنجره جزء مناطق اشغال شده توسط ساکنان به حساب نمی‌آید. به همین دلیل نارضایتی حرارتی در این مناطق از اتاق مسئلهٔ مهمی نیست. نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای حالت سوم نرخ درفت را در ارتفاع ۰/۱ m از کف اتاق در حالت بهتری نسبت به دو حالت قبل نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در این ناحیه نرخ درفت در بیشتر نقاط اتاق از مقدار استاندارد ۱۵٪ فراتر نرفته است و فقط در مناطق بسیار جزئی از اتاق نزدیک دیوارهای جانبی به مقدار ۱۶٪ رسیده است. همچنین در این حالت تأثیر وجود دمندهٔ هوای گرم در سقف بر روی کاهش نرخ درفت نسبت به حالت اول که دمنده فقط در کف اتاق قرار دارد قابل مشاهده است. باتوجه به شکل مقدار نرخ درفت فقط در ارتفاع ۰/۱m در مرز محدودهٔ آسایش قرار دارد ولی در ارتفاع‌های بالاتر مقدار این شاخص در حد بسیار مطلوبی است و مشاهده می‌شود که در اکثر قسمت‌های اتاق نرخ درفت بسیار کمتر از حد مجاز است و از طرفی هم تأثیر اعمال سیستم دمندهٔ ترکیبی روی کاهش تجمع هوای گرم در نقاط انتهایی اتاق و همچنین کاهش نوسانات دمایی و در نتیجه کاهش پدیدهٔ سرمایش موضعی در اتاق قابل مشاهده است.



شکل ۸ تغییرات درصد نارضایتی یا DR روی صفحات افقی به ارتفاع ۰/۱، ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف اتاق برای سه حالت مورد بررسی

جمع بندی

می شود.

در شرایطی که سرعت و دمای جریان هوای ورودی به ترتیب $1/5 \text{ m/s}$ و 25°C باشد برای هر سه حالت مورد مطالعه، توزیع دمای نهایی در بیشتر نقاط اتاق به صورت یکنواخت و در محدوده $22-22/5^\circ\text{C}$ می باشد. این توزیع دما در اتاق به صورت یکنواخت و با کمترین تغییرات عمودی مشاهده شد.

باتوجه به نتایج به دست آمده نارضایتی حرارتی در حالت دوم موقعیت دریچه ها نسبت به دو حالت دیگر بیشتر است زیرا اختلاط و آشفته گی هوا به دلیل جریان هوای جانبی در مرکز اتاق بیشتر است، در صورتی که این آشفته گی برای دو حالت دیگر در ارتفاع های بالا و نزدیک سقف رخ می دهد.

شاخص های آسایش میانگین احساس پیش بینی شده، درصد نارضایتی پیش بینی شده و همچنین نارضایتی حرارتی در اثر پدیده سرمایش موضعی درفت

به منظور غلبه بر پدیده کوران در فضاهایی با پوسته تمام- شیشه ای از سیستم های دمنده هوا در اطراف پنجره استفاده گردید. بنابراین عملکرد سیستم گرمایشی در قالب استفاده از سه حالت از قرارگیری دریچه های هوای ورودی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. در حالت اول مکان دریچه هوای ورودی کف اتاق و در زیر پنجره، در حالت دوم ورودی هوا از دیوارهای جانبی در سمت چپ و راست پنجره و در حالت سوم ورودی هوا از مجراهای تعبیه شده در کف و سقف در مجاورت پنجره بودند. در تمامی حالات مکان دریچه برگشت در کف و روبه روی دیوار شیشه ای بود. باتوجه به یافته های مطالعه حاضر، نتایج زیر را می توان استخراج کرد:

تأثیر تغییرات دبی جریان هوای ورودی به اتاق بر روی توزیع دمای اتاق بررسی شد و مشخص گردید که افزایش دبی جریان هوا منجر به افزایش دمای آسایش

آسایش حرارتی از محدوده مجاز فراتر می رود اما به دلیل این که نقاط نزدیک پنجره در محدوده فضای اشغال شده توسط ساکنان قرار نمی گیرد می توان از ناراضایتی حرارتی در این منطقه چشم پوشی کرد.

واژه نامه

Down-Draught	پدیده کوران
Comfort Indexes	شاخص آسایش
WWR	سطح پنجره به دیوار
PMV	شرایط گرمایی محیط
PPD	ناراضایتی افراد
CFD	دینامیک سیالات محاسباتی
Thermal comfort	آسایش حرارتی

فهرست علائم و اختصارات

نماد	کمیت
V_a	سرعت هوا (m/s)
ρ	چگالی (kg/m^3)
M	نرخ متابولیک (W/m^2)
W	میزان کار افراد (W/m^2)
P	فشار بخار هوا (pa)
t_{air}	دمای هوا ($^{\circ}\text{C}$)
t_{cl}	دمای سطح لباس افراد ($^{\circ}\text{C}$)
t_r	دمای متوسط تابشی ($^{\circ}\text{C}$)
I_{cl}	مقاومت حرارتی لباس افراد ($\text{W/m}^2\text{C}$)
f_{cl}	فاکتور لباس (-)
h_c	ضریب انتقال حرارت جابه جایی روی سطح لباس ($\text{W/m}^2\text{C}$)
PMV	میانگین احساس پیش بینی شده (-)
$\dot{V}$	دبی جریان هوا (kg/s)
m°	ضریب انتقال حرارت جابه جایی ($\text{W/m}^2\text{C}$)
h	شار حرارتی (W/m^2)

در چندین ناحیه از فضای اتاق، مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. با بررسی نتایج به دست آمده از شاخص PMV برای حالت دوم که دمنده های هوای گرم در دیوارهای جانبی قرار دارند، میزان درفت از مقدار توصیه شده در ایزو ۷۷۳۰ کمی بیشتر است؛ به طوری که رضایت ساکنان از شرایط حرارتی محیط در محدوده بین ۰/۳ تا ۱/۲ قرار می گیرد که شرایط هوای تهویه را به سمت کمی گرم سوق می دهد. علاوه بر این شاخص PPD نیز در این نواحی از مقدار مجاز ۱۵٪ بیشتر می شود. ولی برای موقعیت های اول و سوم در پیچه های هوا، تطابق نتایج با استانداردها بیشتر است، خصوصاً حالت سوم که یک سیستم ترکیبی است به شرایط ایده آل بسیار نزدیک می باشد و مشاهده شد که توزیع دما و شاخص های آسایش حرارتی و ناراضایتی حرارتی برای مناطق تعریف شده یعنی فواصل ۱/۱ و ۱/۷ متر از کف که ناحیه سر و گردن افراد را در حالت نشسته و ایستاده پوشش می دهد تطابق خوبی با استانداردهای تعریف شده دارد، به طوری که شاخص PMV برای حالت سوم در راستای طول اتاق و در ناحیه اشغال شده توسط افراد با تغییرات اندکی توزیع شده است و به مقدار ایده آل ۰/۵ $< PMV < ۰/۵$ - که شرایط خنثی و مطبوع از محیط است نزدیک می باشد. درصد افراد ناراضی از شرایط حرارتی محیط هم برای این حالت از دو حالت دیگر کمتر است، به طوری که در قسمت اعظم فضای مورد تهویه از ۶٪ بیشتر نشده است.

باتوجه به نتایج مشخص شد که در موقعیت سوم در پیچه ها، اضافه شدن یک دمنده سقفی به توزیع بهتر گرما در اتاق کمک می کند. هم چنین در قسمت های نزدیک کف و ناحیه مچ پا، در پیچه سقفی باعث بهبود شاخص درفت می شود، به طوری که مقدار DR در محدوده مجاز قرار می گیرد. اما در حالت اول، مقدار DR در برخی نواحی، که بیشتر نواحی نزدیک به پوسته شیشه ای است بیشتر از ۱۵٪ گزارش شد. برای تمامی حالات در فاصله نزدیک پنجره به دلیل اختلاط جریان های سرد و گرم و آشفته گی هوا، شاخص های

DR	نرخ درفت (%)	AC H	نرخ تعویض هوای اتاق (1/h)
SD	انحراف سرعت هوای استاندارد (m/s)	T _{in}	دمای طرح داخل (°C)
$\bar{u}$	سرعت متوسط (m/s)	T _{out}	دمای طرح خارج (°C)
u'	سرعت نوسانی (m/s)	PP D	درصد نارضایتی پیش‌بینی شده (%)
		Tu	شدت توربولانسی (%)

مراجع

1. Arabsolghar, A., and Arabsolghar, M., "Comparative Study of Mechanical Characteristic of Mini Implants through Implementation of Real Working Condition Using Finite Element Method", *Research in Dental Sciences*, Vol. 14, pp. 40-48, (2017).
2. Marino, C., Nucara, A., and Pietrafesa, M., "Does Window-to-Wall Ratio Have a Significant Effect on the Energy Consumption of Buildings? A Parametric Analysis in Italian Climate Conditions", *Building Engineering*, Vol. 13, pp. 169-183, (2017).
3. Persson, M. L., Roos, A., and Wall, M., "Influence of Window Size on the Energy Balance of Low Energy Houses", *Energy and Buildings*, Vol. 38, pp. 181-188, (2006).
4. Kesik, T., and Eng, P., "The Glass Condo Conundrum", University of Toronto, Ontario, Canada, (2011).
5. O'Brien, W., & Bennet, I., "Simulation-Based Evaluation of High-Rise Residential Building Thermal Resilience", *Ashrae Transactions*, Vol. 122, No. 1, pp. 113-142, (2016).
6. Bennet, I. E., and O'Brien, W., Field Study of Thermal Comfort and Occupant Satisfaction in Canadian Condominiums", *Architectural Science Review*, Vol. 60, No. 1, pp. 27-39, (2017).
7. Heiselberg, P., Draught Risk from Cold Vertical Surfaces", *Building and Environment*, Vol. 29, No. 3, pp. 297-301, (1994).
8. Kahsay, M. T., "Optimization of Window Configuration in Buildings for Sustainable Thermal and Lighting Performance", pp. 58-67, (2019).
9. Zukowski, M. A., "New Formula for Determining a Minimum Recommended Value of Inlet Air Velocity from UFAD System to Prevent Occupants from Draught Risk", *Building and Environment*, Vol. 42, No. 1, pp. 171-179, (2007).
10. Liu, S., Schiavon, S., Kabanshi, A., and Nazaroff, W. W., "Predicted Percentage Dissatisfied with Ankle Draft", *Indoor Air*, Vol. 27, No. 4, pp. 852-862, (2017).
11. Schiavon, S., Rim, D., Pasut, W., and Nazaroff, W. W., "Sensation of Draft at Uncovered Ankles for Women Exposed to Displacement Ventilation and Underfloor Air Distribution Systems", *Building and Environment*, Vol. 96, pp. 228-236, (2016).
12. Schellen, L., Timmers, S., Loomans, M. G. L. C., Nelissen, E., Hensen, J. L. M., & van Marken Lichtenbelt, W., "Downdraught Assessment During Design: Experimental and Numerical Evaluation

- of a Rule of Thumb", *Building and Environment*, Vol. 57, Ppp. 290-301, (2012).
13. Ploskic, A., & Holmberg, S., "Heat Emission from Thermal Skirting Boards: An Analytical Investigation", *5th International Workshop on Energy and Environment of Residential Buildings/3rd International Conference on Built Environment and Public Health, Guilin, PEOPLES R CHINA, MAY 29-31*, pp. 1354-1361, (2009).
 14. Ploskić, A., and Holmberg, S., "Heat Emission from Thermal Skirting Boards", *Building and Environment*, Vol. 45, No. 5, pp. 1123-1133, (2010).
 15. Jurelionis, A., and Isevičius, E., "CFD Predictions of Indoor Air Movement Induced by Cold Window Surfaces", *Civil Engineering and Management*, Vol. 14, No.1, Pp. 29-38, (2008).
 16. Bauman, F., and Webster, T., "Outlook for Underfloor Air Distribution", *ASHRAE Journal*, pp. 234-247, (2001).
 17. Alajmi, A. F., Abou-Ziyan, H. Z., and El-Amer, W., "Energy Analysis of Under-Floor Air Distribution (UFAD) System: An Office Building Case Study", *Energy Conversion and Management*, Vol. 73, pp. 78-85, (2013).
 18. Xue, Y., and Chen, Q., "Influence of Floor Plenum on Energy Performance of Buildings with UFAD Systems", *Energy and Buildings*, Vol. 79, Pp. 74-83, (2014).
 19. Alajmi, A. F., Baddar, F. A., & Bourisli, R. I., "Thermal Comfort Assessment of an Office Building Served by Under-Floor Air Distribution (UFAD) System– A Case Study", *Building and Environment*, Vol. 85, pp. 153-159, (2015).
 20. Nada, S. A., El-Batsh, H. M., Elattar, H. F., & Ali, N. M., "CFD Investigation of Airflow Pattern, Temperature Distribution and Thermal Comfort of UFAD System for Theater Buildings Applications", *Building Engineering*, Vol. 6, Pp. 274-300, (2016).
 21. Shokrollahi, S., Hadavi, M., Heidarinejad, G., and Pasdarsahri, H., "Multi-Objective Optimization of Underfloor Air Distribution (UFAD) Systems Performance in a Densely Occupied Environment: A Combination of Numerical Simulation and Taguchi Algorithm", *Building Engineering*, Vol. 32, P. 101495, (2020).
 22. De Dear, R., Xiong, J., Kim, J., & Cao, B.A., "Review of Adaptive Thermal Comfort Research Since 1998", *Energy and Buildings*, Vol. 214, P. 109893, (2020).
 23. Fanger, P. O., "Thermal Comfort. Analysis and Applications in Environmental Engineering", Danish Technical Press, Copenhagen, Denmark, pp. 96-108, (1970).
 24. ASHRAE, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, The American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers", *Special Publications, Atlanta, GA*, pp. 1-35, (2017).
 25. <https://www.iso.org/standard/39155.html>, ISO 7730:2005
 26. Chen, Q., "Comparison of Different k-ε Models for Indoor Air Flow Computations", *Numerical Heat Transfer, Part B Fundamentals*, Vol. 28, No. 3, pp. 353-369, (1995).

Investigation of Down-Draught Effect on the Thermal Comfort Indexes in the Building with Glazing Envelope

Alireza Arab Solghar¹ Nowruz Heidari²,
Mohammad Shafiei Dahej³ fshin Iranmanesh⁴

1. Introduction

In recent decades, the design of the buildings with large windows having large ratio between the area of glazing to the envelope's area is very common which is due to a better view and lower cost of the construction. For instance, buildings with the walls made of concrete and with small openings have higher cost of construction compared to the buildings with large windows. Although as the area of the glazing of the buildings' envelope increases, the problems according to the cooling, heating and air conditioning are more highlighted. The studies that dealt with this issue have shown that as the area of the glazing increases, the amount of energy used for the heating and cooling of the buildings rises. Also, buildings with the large value of the ratio between the area of the glazing to the solid wall area are prone to cause thermal discomfort in winter and the heating of the occupied space in summer that makes the buildings more vulnerable against outage of electricity and broken air conditioning systems. Despite the fact that aforementioned studies have focus on the energy consumption, but the rise of the glazing size and weak design of it could have negative effect on the thermal comfort of the occupied space. According to the available researches, the impact of the glazing and its size is significant on the thermal comfort of the occupants. Disturbance of the thermal comfort is caused by the fact that the inner surface of the glazing is not perfectly insulated which leads to the significant reduction of its temperature, in which the inner temperature of the glazing decreases considerably comparing with the indoor air temperature. Therefore, it turns into a down draught adjacent to the glazing. This phenomenon accumulates the cooled air close to the floor of the space which in the absence of any heating system, it can be distributed in the space toward the height of 0.1 m above from the floor surface. Installing suitable heating systems under the glazing wall to overcome the impacts of down draught was the

subject of many studies. In all previous works dealing with this issue, it was reported that with the increase of the glazing's dimensions, the effects of down draught is more intensified and the use of appropriate heating system close to the glazing is unavoidable. An effective approach of the air conditioning systems of the commercial buildings is the use of air induction system from the floor that is situated in the space between the concrete slab and the floor plenum. The performance characteristics of this system are rather different than the traditional air injection systems installed in the ceiling plenum which has the air flow pattern from the floor to the ceiling. Most of the studies worked on the injection of the air from the floor are mainly discussed the analysis of energy consumption or investigated the thermal comfort of these systems and most recently these systems have been optimized. In this study, it is tried to investigate the effects of air distribution system around the glazing walls on the down draught. Therefore, the air blowers were assumed to be installed in three different locations around the glazing wall. The locations of the registers were considered to be under the glazing wall, besides the glazing and simultaneously under and above the glazing to examine the effect of the air blowers' arrangements and their combinations on the down draught phenomenon through computational fluid dynamic method. Also, the comfort condition indexes were analyzed for the proposed systems.

2. Governing equations and patterns in simulation

In the present study, the governing equations include flow field and energy equations as well as those relating to the occupant thermal comfort. The equations govern to the steady and incompressible flow with constant physical properties; they are continuity of mass, momentum and energy equations. To consider air flow in the occupied space, the most common model for turbulent flow is k- ϵ model. In this scheme, the turbulent fluxes and stresses appeared in the turbulent equations can be written based on Boussinesq approximation method. The idea of employing the thermal comfort model backs to 1960. In 1970, Fenger presented the first analytical model to predict the thermal comfort conditions. Fenger's model is considered to be a steady and single point scheme which is still the

¹ Associate professor, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. a.arabsolghar@vru.ac.ir

² M. Sc, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. nowruz.heydari@kateb.edu.af

³ Corresponding Author, Associate professor, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. m.shafiey@vru.ac.ir

⁴ Lecturer, Vali-e-Asr university, Rafsanjan. a.iranmanesh@vru.ac.ir

most applicable analytical model despite a very long time since it has been proposed. In this model, the thermal condition of human's body depends on two personal factors (metabolism rate and cloth insulation) and four environment parameters (air temperature, average radiative temperature, humidity and air speed).

3. Results and discussions

Figure 1 displays the influence of inlet air flow rate to the space on the temperature distribution for the first case of air register arrangement. The temperature of inlet air from the registers is kept constant at 25°C for all inlet velocities. As seen in the figure, the temperature variation of air flow is negligible from the ankle to the neck and head of human (0.1-1.7 m). The approved range of temperature variation is 3°C based on ASHRAE and ISO 7730.

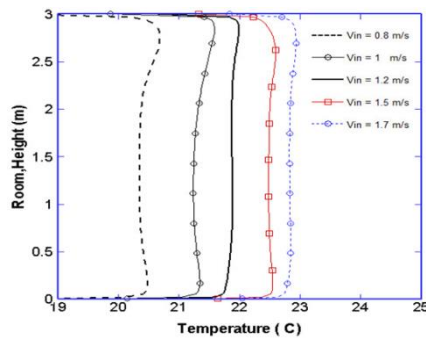


Figure 1. The influence of air flow rate to the space on the thermal comfort temperature for the first case of air distributor arrangement

As depicted in Figure 2, the distribution of air temperature is uniform that ranged from 21.8°C to 22.4°C for the first scenario of air distributor configuration. The temperature of warm inlet air is lowered due to the transferring of heat to the cold glazing surface which finally makes a uniform temperature entire of the space. In the center of the room, the temperature of air is almost constant, such that air temperature difference is about 0.2°C.

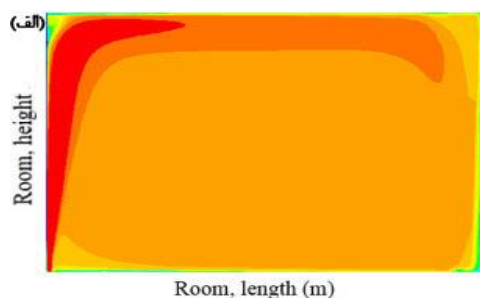


Figure 2- Distribution of air temperature on symmetry plane of the room

In Figure 3, the result obtained from the analysis of the predicted mean vote is illustrated. According to Figure 3, for the case with air distributor mounted on the floor, the values of the PMV index are less than 0.5 for the regions are accounted for the occupant residence which is in good accordance with the recommended values of ISO 7730.

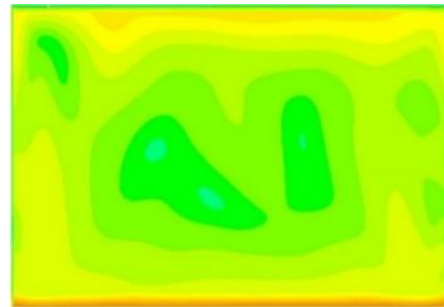


Figure 3- The distribution of predicted mean vote index at 1.1m from the floor for the air distributor mounted on the floor

4-Conclusion

To overcome to the down draught effect in the space with totally glazing envelope, the air distributors were used around the window. Therefore, the performance of the heating system was analyzed and compared for three possible configurations of the air registers. In the first case, the location of air distributor was under the window embedded on the floor, for the second scenario, the air registers were in the left and right sides of the window and at the third position, the air registers were on the floor and on the ceiling adjacent to the window. For all cases, the return grill was on the front wall of the window installed on the floor.

For the condition that the air temperature and speed are 25°C and 1.5m/s, respectively, for all three analyzed cases, the air temperature distribution was uniform in all places of the room ranged from 22°C to 22.5°C. This distribution was observed to be uniform with minimum variation of vertical air temperature variation. The predicted mean vote, percentage of predicted dissatisfied and draught rating indexes have been investigated and compared in some regions of the room. The results showed that for the second scenario of the studied cases, which the air distributors were installed in the left and right side walls, the values of the PMV index were a bit higher than those recommended by ISO 7730; such that the thermal comfort of the space for the occupant was between 0.3 to 1.2, which represents that the air condition is a bit warm compared with cases that the PMV was equal to zero.

شبیه‌سازی عددی فرآیند سوراخ‌کاری استخوان جمجمه توسط جت آب*

مقاله پژوهشی

شاهدالسادات علوی^(۱) مسعود ضیائی راد^(۲) نیما جمشیدی^(۳)

چکیده در این مقاله، مسئله سوراخ‌کاری سطح استخوان جمجمه انسان به شکل نیم‌کره با استفاده از جت آب به صورت عددی شبیه‌سازی سه‌بعدی شده است. شبیه‌سازی شامل هر دو بخش جریان و انتقال حرارت جت آب برخوردی و فرایند تراشه‌برداری سطح می‌شود. برای مدل‌سازی جریان دو فاز جت، از روش حجم سیال و برای سوراخ‌کاری سطح استخوان، از معادلات جانسون-کوک در روش اجزای محدود استفاده شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که ضرایب فشار و اصطکاک روی سطح برخورد، بستگی به فاصله نازل از سطح دارند و فشار با کمتر شدن فاصله نازل از سطح در نقطه سکون افزایش می‌یابد. هم‌چنین با افزایش فاصله نازل از سطح، عدد ناسلت محلی در امتداد شعاع نیم‌کره و ماکزیمم ناسلت در نقطه سکون هر دو کاهش می‌یابد. اثر قطر نازل بر ضرایب فشار و اصطکاک نیز بررسی شد و دیده شد که فشار با افزایش قطر نازل در نقطه سکون افزایش خواهد یافت. تغییر سرعت جت نیز نشان داد که تغییر ۲۰ درصدی این سرعت، اثر قابل توجهی بر ضرایب فشار و اصطکاک ندارد، ولی عدد ناسلت را افزایش می‌دهد. در مدل‌سازی فرایند سوراخ‌کاری سطح استخوان، از خواص و ضرایب واقعی جنس استخوان از جمله ضریب پواسن و مدول یانگ استفاده شد. مقایسه توزیع تنش ایجاد شده در محل با دو معیار ترسکا و فون مایز نشان می‌دهد که براساس پارامترهای پیشنهادی، سوراخ‌کاری به طرز مطلوبی انجام می‌پذیرد.

واژه‌های کلیدی جت آب، سوراخ‌کاری جمجمه، شبیه‌سازی عددی، روش حجم محدود، روش اجزای محدود.

مقدمه

گرما نمی‌کند. با همین ویژگی، جت آب انواع مواد را به راحتی برش می‌دهد، درحالی‌که در سایر روش‌های برش کاری، احتمال سوختن، ذوب شدن یا ترک برداشتن ماده وجود دارد. علاوه بر این بعضی از فرایندهای گرمازا باعث تاب برداشتن و سخت شدن قطعه کار و یا انتشار گازهای خطرناک از آن می‌شوند. هنگام برش با جت آب، امکان تنظیم سرعت پیش‌روی بر روی ماده وجود دارد. هنگام سوراخ‌کاری جت به لبه ماده برخورد می‌کند و از طرف مقابل خارج می‌شود. درواقع، جت آب پس از رسیدن به پایین سوراخ، راه خود را از میان ماده ادامه نمی‌دهد، بلکه مسیرش را ۱۸۰ درجه تغییر می‌دهد.

جت آب یا واتر جت یک عنوان عمومی برای تجهیزاتی است که از یک جریان فشار بالای آب برای اهداف برش کاری و تمیزکاری بهره می‌گیرند. جت ساینده، هم‌چنین زیرشاخه‌ای از جت آب است که از مواد ساینده برای تسریع فرایند برش‌کاری استفاده می‌کند. در مقابل آن، جت آب خالص به جت آبی اطلاق می‌شود که در آن از مواد ساینده استفاده نشده است. تفاوت این دو در تماس بین جت آب و مواد ساینده است که سبب می‌شود عمق نفوذ سوراخ‌کاری جت آب خالص، کمتر از برش جت آب سایشی باشد. یکی از مهم‌ترین مزایای برش با جت آب این است که این فرایند ذاتاً دارای خاصیت برش‌کاری سرد است و ایجاد

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۷/۲۷ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۱۰/۱۹ می‌باشد.

(۱) دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه اصفهان، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی مکانیک.

Email: m.ziaeirad@eng.ui.ac.ir

(۲) نویسنده مسئول: دانشیار، دانشگاه اصفهان، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی مکانیک.

(۳) استادیار، دانشگاه اصفهان، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی پزشکی.

در مطالعات پیشین در زمینه سوراخ کاری استخوان می توان مقالات متعددی یافت که عمدتاً به بحث سوراخ کاری با مته پرداخته اند. از طرفی مقالاتی هم در مورد سوراخ کاری با جت آب وجود دارد که بیشتر مربوط به مطالعه سوراخ کاری سطوح فلزی هستند. با این حال محدود کارهایی هم بر روی سوراخ کاری استخوان با جت آب وجود دارد که اکثراً مطالعات تجربی می باشند.

تو و همکاران [1] از یک مدل المان محدود الاستوپلاستیک دینامیکی برای شبیه سازی فرایند سوراخ کاری استخوان با سرمته استفاده کردند. آنها درجه حرارت های مختلف سرمته را برای بررسی نقش آن در افزایش دما و توزیع تنش تماسی استخوان در حین سوراخ کاری مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که سرمته با دمای اولیه پایین تر می تواند باعث افزایش درجه حرارت استخوان در طول سوراخ کاری شود. هم چنین رابطه ای بین دمای اولیه سرمته و افزایش دما توسط آنها پیشنهاد شد.

شکوری و معرفت [2] با استفاده از تئوری ماشین کاری، حرارت حاصل از فرایند سوراخ کاری را محاسبه و به وسیله تئوری واینر، سهم حرارت ورودی به استخوان را تخمین زدند. آزمون های سوراخ کاری آنها بر روی نمونه های استخوان گاو انجام پذیرفت؛ تغییرات دما در محل سوراخ اندازه گیری شد و با به کارگیری روش انتقال حرارت رسانشی معکوس، میزان حرارت ورودی محاسبه و با مقدار تئوری آن مقایسه شد. نتایج آنها نشان داد که مقادیر تئوری و تجربی در شرایط فرآیندی مختلف، به یکدیگر نزدیک هستند و ادعا کردند که تئوری های ماشین کاری و واینر، به خوبی قادر به پیش بینی میزان حرارت ورودی به استخوان و تغییرات دما در موضع سوراخ هستند.

شکوری و همکاران [3] تأثیر خنک کاری با گاز را بر کاهش دمای موضع سوراخ کاری استخوان به صورت تجربی بررسی کردند. آنها آزمون هایی با استفاده از تزریق

مستقیم گاز نیتروژن به وسیله مته با خنک کاری داخلی انجام دادند. نتایج به دست آمده نشان داد که به کارگیری خنک کننده گازی، ازدیاد دمای سوراخ کاری را تا ۱۵ درجه سانتی گراد کاهش می دهد و از وقوع نکرور حرارتی جلوگیری می کند. هم چنین حداکثر ازدیاد دمای سوراخ کاری معمولی را ۵۶ درجه سانتی گراد گزارش کردند، در حالی که با استفاده از خنک کننده گازی، میزان ازدیاد دما ۴۳ درجه سانتی گراد به دست آمد. تحلیل آماری آنها نیز نشان داد که در سوراخ کاری با خنک کاری مستقیم گاز نیتروژن، تغییرات دما مستقل از سرعت چرخش مته است.

لیو و همکارانش [4] مدل عددی شکست سنگ توسط جت آب را بر اساس روش المان محدود (FEM) و هیدرودینامیک ذرات نرم (SPH) ارائه کردند. در مطالعه آنها فشار ضربه جت آب برای قطر و سرعت های مختلف جت بررسی شد. سپس اثر قطر جت آب، زاویه جت و سرعت جت بر روی کارایی شکست سنگ مورد مطالعه قرار گرفت و دلایل آن از طریق تجزیه و تحلیل ضربه حرکت سنگ، انرژی سنگ، عمق برش و عرض برش متوسط نشان داده شد. نتایج آنها نشان داد که بازده شکست سنگ در ابتدا با زاویه جت افزایش و سپس کاهش می یابد، به طوری که زاویه جت حدود ۱۰ درجه برای شکستن سنگ، بهینه ترین گزینه است.

در مقاله لی و همکاران [5] یک ماژول تجزیه و تحلیل کوپلینگ جامد-سیال در نرم افزار انسیس مورد استفاده قرار گرفت تا اثرات تنش حرارتی بر روی شکست سنگ با استفاده از جت آب نشان داده شود و فاصله بهینه بین نازل و سنگ محاسبه شود. آنها مشاهده کردند که روند تغییرات درجه حرارت، با فاصله بهینه بین نازل و سنگ منطبق است. هم چنین کوپلینگ میدان های دما و فشار می تواند منطقه شکستن سنگ توسط جت آب را افزایش دهد.

حقیقی و غلام پور [6] فرایند سوراخ کاری استخوان را که شامل سه ماده و سه قطر مته و سه عمق حفاری،

به دو منطقه شامل منطقه انحراف جت و منطقه اینرسی غالب تقسیم می‌شوند. در منطقه اول، عدد ناسلت سکون و قطر پرش هیدرولیکی با کاهش فاصله بین نازل تا صفحه، افزایش می‌یابد، درحالی‌که فشار سکون به دلیل اثر انحراف جت زیاد می‌شود.

باگل و همکارانش [9] ویژگی‌های انتقال حرارت برخورد جت آب آزاد روی یک سطح منحنی به شکل نیم استوانه محدب را به صورت تجربی بررسی کردند. در آزمایش‌های آنها دو نسبت انحنای مختلف (D/d) در نظر گرفته شد که d قطر داخلی لوله دایره‌ای نازل و D قطر خارجی سطح محدب نیم استوانه‌ای است. فاصله جت تا سطح روی $H/d = 4$ و $d = 6\text{mm}$ ثابت شد. اعداد رینولدز از 17036 تا 42590 برای این مطالعه تجربی در نظر گرفته شد و خطوط اعداد ناسلت برای سه عدد رینولدز مختلف و دو نسبت انحنای مختلف ارائه شدند. مطالعه آنها نشان داد که انحنای سطح بر نرخ دفع گرما از نزدیکی نقطه سکون تأثیر گذار است. همچنین دریافتند که انتقال حرارت در ناحیه دور از محل برخورد در جهت پیرامونی، به‌ویژه در اعداد رینولدز بالا، تحت تأثیر انحنای قرار دارد.

بررسی مقالات مرور شده و سایر مقالات موجود در زمینه سوراخ‌کاری نشان می‌دهد که کارهای گذشته بیشتر بر روی سوراخ‌کاری استخوان با مته و یا سوراخ‌کاری فلزات با جت آب تمرکز داشته‌اند. از این رو خلاصه‌انجام یک مطالعه عددی جامع در زمینه سوراخ‌کاری استخوان با جت آب، شامل شبیه‌سازی جریان جت برخوردی و حل عددی فرآیند سوراخ‌کاری، احساس می‌شود. در این مقاله، ضمن شبیه‌سازی عددی برخورد جت جریان مغشوش به سطح با استفاده از روش حجم محدود، با به‌کارگیری روش المان محدود و معیارهای فون مایز و ترسکا، فرآیند سوراخ‌کاری نیز مدل‌سازی شده است و اثر پارامترهای مختلفی هم‌چون فاصله نازل از سطح، قطر و سرعت نازل مورد بررسی قرار گرفته است.

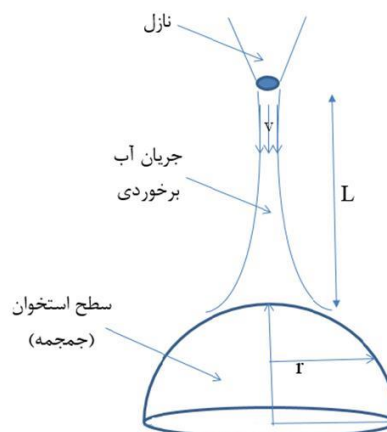
چهار حالت خنک‌کننده و ده زاویه حفاری می‌شود، بر روی استخوان‌های درشت‌نی و ران با استفاده از روش اجزای محدود شبیه‌سازی کردند. پس از اطمینان از صحت نتایج شبیه‌سازی با استفاده از مقایسه با داده‌های تجربی، تأثیر متغیرهای فوق را بر تغییرات سه پارامتر حداکثر دما، نیروی رانش و گشتاور و همچنین ماندگاری دما مورد ارزیابی قرار دادند. آنها دریافتند که افزایش قطر مته و عمق حفاری و کاهش زوایای حفاری منجر به افزایش پارامترهای نام‌برده می‌شود و شرایط حفاری استخوان نامطلوب‌تر می‌شود. مته با مواد فولادی ضد زنگ و با خنک‌کننده‌های گازی (به‌ویژه گاز CO_2) منجر به شرایط مطلوب‌تری برای حفاری استخوان، حتی در قطرهای مته و عمق حفاری‌های بالاتر می‌گردد. آنها همچنین در این مقاله، روابطی بین دما، نیروی رانش و گشتاور با زوایای حفاری در موده‌های خنک‌کاری مختلف برای برنامه‌ریزی ربات‌های حفاری در حین جراحی‌های ارتوپدی با هدف دستیابی به زاویه دقیق بهینه در حین جراحی ارائه کردند.

دی‌ونوتا و همکاران [7] با استفاده از شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) انتقال جرم و جریان سیال مغشوش جت آزاد مستطیلی شکل هوا را شبیه‌سازی کردند. شبیه‌سازی عددی آنها برای اعداد رینولدز 3400 و 6800 به صورت سه‌بعدی و برای اعداد رینولدز 10600 و 22000 به صورت دوبعدی انجام شد. نتایج محاسبه سرعت‌های متوسط و لحظه‌ای آشفتگی در خط مرکزی توسط آنها، تطابق خوبی با اندازه‌گیری‌های تجربی داشت.

کوران و همکاران [8] انتقال گرما و هیدرودینامیک برخورد جت آب آزاد را روی سطح یک صفحه تخت به صورت تجربی بررسی کردند. در مطالعه آنها اثرات فاصله بین نازل تا صفحه - که برابر یا کمتر از قطر نازل باشد - بر عدد ناسلت، قطر پرش هیدرولیکی و فشار در نقطه سکون بررسی شد. نتایج آنها نشان داد که عدد ناسلت سکون نرمالیزه، فشار و قطر پرش هیدرولیکی

مدل فیزیکی و فرضیات

نمایی از هندسه مسئله و جریان جت برخوردی به سطح آن در شکل (۱) آورده شده است. هندسه سه بعدی مورد نظر، نیم کره ای به قطر D است که به عنوان مدل ساده ای از جمجمه سر انسان در نظر گرفته می شود. جت آب برای سوراخ کاری استخوان، با سرعت ثابت V از نازلی با سطح مقطع گرد به قطر d که در فاصله L از بالاترین نقطه نیم کره قرار گرفته است، در امتداد شعاع نیم کره به آن برخورد می کند و ضمن حفظ تماس با سطح، به حرکت خود به پیرامون محل برخورد ادامه می دهد. دمای سطح کره ثابت فرض می شود. همچنین جریان جت دائم و تراکم ناپذیر در نظر گرفته می شود. براساس سرعت جت آزاد مورد مطالعه و قطر خروجی نازل، عدد رینولدز در محدوده جریان مغشوش سیال قرار خواهد گرفت. هوای محیط اطراف جت نیز ساکن است و در شرایط استاندارد قرار دارد. اثرات گرانش باتوجه به سرعت بالای جت و غالب بودن جریان جابه جایی اجباری در جریان جت، قابل صرف نظر کردن است.



شکل ۱. نمایی از برخورد یک جت آب به سطح نیم کره ای شکل جمجمه

علاوه بر آن، عملیات سوراخ کاری سطح نیز پایا فرض می شود؛ به این معنی که از فرایند تراشه برداری صرف نظر می شود و تنها اثر نیروی وارد بر سطح از

طرف جت آب در شکستن المان های سطح جامد در نظر گرفته خواهد شد.

مدل سازی ریاضی

معادلات حاکم بر جریان جت سیال. در روش حجم سیال برای جریان های دوفازی تراکم ناپذیر، یک معادله انتقال که دربردارنده نسبت حجمی فازها است به طور همزمان به همراه معادلات پیوستگی و مومنتوم حل می شود [10]؛ لذا سه معادله حاکم بر جریان جت عبارتند از:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla \cdot (\gamma \mathbf{v}) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (3)$$

که $\mathbf{v}$ بردار سرعت سه بعدی و $\boldsymbol{\tau}$ در معادله مومنتوم، تانسور تنش لزج است و در حالت کلی (جریان مغشوش سه بعدی) به صورت زیر نوشته می شود:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu [\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T] \quad (4)$$

که این تانسور در جریان مغشوش، دربردارنده هم بستگی های بین نوسانات سرعت نیز هست. همچنین، μ لزجت کل و $\nabla \mathbf{v}$ گرادیان بردار سرعت سه بعدی است. در معادله (۲) γ کسر حجمی است که برابر است با:

$$\gamma = \begin{cases} 0 & \text{فاز بخار} \\ 0 < \gamma < 1 & \text{در سطح مشترک} \\ 1 & \text{فاز مایع} \end{cases} \quad (5)$$

معادله انتقال اضافی محاسبه خواهد شد. با تغییر اندیس‌های i و j و k در این معادله، از ۱ تا ۳، معادلات انتقال لازم برای محاسبه هم‌بستگی‌های نوسانات سرعت به دست می‌آیند.

از آنجا که مدل RSM اثرات انحنای خطوط جریان، چرخش و تغییرات سریع در میزان کرنش را به شکلی دقیق‌تر از مدل‌های یک معادله و دو معادله‌ای حساب می‌کند، پتانسیل بیشتری برای ارائه پیش‌بینی‌های دقیق برای جریان‌های پیچیده دارد. از جمله کاربردهای RSM می‌توان به جریان سیکلون، جریان‌های شدیداً چرخشی در احتراق، مسیرهای چرخشی جریان، جت‌های برخوردی و جریان‌های ثانویه در کانال‌ها اشاره کرد.

لازم به ذکر است که در نواحی نزدیک به دیواره، مدل آشفتگی برای تخمین دقیق‌تر نوسانات سرعت، به یک تابع دیواره تحلیلی مجهز می‌شود که در این مطالعه از تابع دیواره استاندارد برای ناحیه لایه مرزی مجاور سطح استفاده شده است.

معادلات حاکم بر روش جانسون-کوک. معادلات بنیادی دارای ثابت‌هایی هستند که منظور از تعیین رفتار دینامیکی مواد، یافتن مقادیر این ثابت‌ها و تعیین ضرایب معادلات برای ماده موردنظر در شرایط فرآیندی خاص است. برای تعیین این ضرایب، می‌توان از دستگاه تست دو میله‌ای فشاری هاپکینسون و یا از تست‌های ماشین‌کاری متعامد استفاده کرد. برای تحلیل فرآیند حاضر، از رابطه جانسون-کوک استفاده شده است که در آن، ارتباط بین تنش، کرنش و میدان‌های دما توسط رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\sigma = (A + B\epsilon^n) \times \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] \times \left[1 - \left(\frac{T - T_0}{T_m - T_0} \right) m \right] \quad (9)$$

$$D = \Sigma \left(\frac{\Delta \bar{\epsilon}^{pl}}{\bar{\epsilon}_f^{pl}} \right) \quad (10)$$

که در آن:

در اینجا یک مخلوط دوفازی همگن داریم که خواص آن به صورت میانگین وزنی از نسبت حجمی به دست می‌آیند. این بدان معنی است که در نواحی تک‌فازی، این خواص مشابه خواص همان فاز و در نواحی سطح مشترک دو فاز، به صورت میانگین وزنی از نسبت حجمی نوشته می‌شوند [10].

$$\rho = \gamma \rho_l + (1 - \gamma) \rho_v \quad (6)$$

$$\mu = \gamma \mu_l + (1 - \gamma) \mu_v \quad (7)$$

در این روابط، زیرنویس‌های l و v به ترتیب بیان‌کننده فاز مایع و بخار هستند.

هم‌بستگی بین نوسانات سرعت در تانسور تنش بایستی توسط یک مدل اغتشاشی مناسب محاسبه شوند. برای مسئله حاضر از مدل آشفتگی انتقال تنش رینولدز (RSM) که برای جریان‌های جت برخوردی مناسب است، استفاده می‌شود. این مدل پیچیده‌ترین نوع مدل‌سازی تلاطم مبتنی بر روش متوسط‌گیری رینولدز (RANS) است که در نرم‌افزار انسیس ارائه شده است. در این روش مؤلفه‌های هم‌بسته با حل معادلات انتقال برای هریک از آنها محاسبه می‌شوند. به این ترتیب، هفت معادله انتقال اضافی علاوه بر معادلات حاکم (۱-۳) در جریان سه‌بعدی مورد نیاز است [11].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = & \\ - \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p' (\delta_{kj} \overline{u'_i} + \delta_{ik} \overline{u'_j})) + & \\ \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u'_i u'_j} \right) - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \right. & \\ \left. \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) + p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - & \\ 2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} - 2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + & \\ \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm}) & \end{aligned} \quad (8)$$

که در آن از جملات بویانسی صرف‌نظر شده است. در معادله فوق u' و p' به ترتیب معرف نوسانات سرعت و فشار و ϵ ترم اتلاف لزج است که با استفاده از یک

جابه جایی معادلات انتقال ممتوم و انرژی با استفاده از روش QUICK که دقت مناسبی برای جریان های پیچیده در شبکه های بدون ساختار دارد، گسسته سازی می شود. مدل آشفته گی مناسب برای این مسئله نیز همان طور که در بخش معادلات حاکم ذکر شد، مدل انتقال تنش رینولدز (RSM) است. این روش بر مبنای مطالعات گذشته می تواند تخمین دقیق تری از مؤلفه های نوسانی جریان آشفته در جریان های غیرایزوتروپیک و حوزه های محاسباتی دارای انحنای سطح شدید ارائه دهد.

میدان محاسباتی و شبکه بندی حوزه حل. برای مسئله حاضر، از شبکه بی سازه برای گسسته سازی دامنه محاسباتی استفاده شده است. شکل (۲) حوزه محاسباتی جریان سیال را روی سطح نیم کره به همراه شرایط مرزی اعمال شده نشان می دهد و در شکل (۳) شبکه بندی بدون ساختار به کار رفته برای این میدان حل قابل مشاهده است.

برای دستیابی به دقت مناسب در حل عددی، بررسی استقلال از شبکه محاسباتی ضروری است؛ به این معنا که تغییر در ابعاد شبکه تأثیری بر نتایج حل عددی ندارد.

به منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی، از چهار شبکه با تعداد سلول ۸۱۳,۶۰۰، ۴۷۸,۵۰۰، ۱,۳۰۱,۷۶۰ و ۵۷۴,۲۰۰ مقایسه این چهار شبکه برای عدد ناسلت متوسط جت برخوردی، با فاصله نازل از سطح برابر با ۰/۵ میلی متر و قطر نازل ۱ میلی متر در سرعت جریان ۲۳۲ متر بر ثانیه انجام شده است.

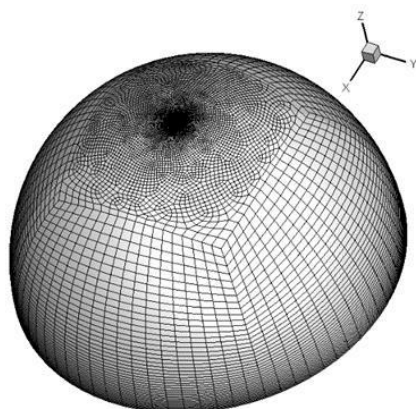
مشاهده شد که عدد ناسلت متوسط سطح نیم کره در شبکه های با ۸۱۳,۶۰۰ و ۱,۳۰۱,۷۶۰ سلول محاسباتی، به هم نزدیک تر هستند و اختلافی به میزان ۴/۸ درصدی نسبت به هم، در مقایسه با اختلاف ۱۰/۷ درصدی شبکه های اول و دوم و اختلاف ۹/۷ درصدی شبکه های دوم و سوم نسبت به هم دارند. بنابراین با ریزتر شدن شبکه و افزایش تعداد سلول محاسباتی از

$$\bar{\epsilon}_f^{pl} = [d_1 + d_2 \exp(d_3 \frac{p}{q})] \times [1 + d_4 \ln(\frac{\epsilon_f^{pl}}{\epsilon_0})] \times [1 + d_5 \frac{T-T_0}{T_m-T_0}] \quad (11)$$

معادله (۹) تنش واقعی را محاسبه می کند که برای شبیه سازی المان محدود در نرخ کرنش های بسیار بالا مناسب است. در این رابطه، عبارت اول بیانگر نرخ کرنش سختی، عبارت دوم بیانگر جریان تنش در نرخ کرنش های بالا و عبارت سوم معرف نرخ نرم شدگی مواد در اثر براده برداری است. پارامترهای A, B, C, n, m همان ثابت های مواد هستند که از جداول مهندسی قابل استخراج هستند. T_0 ، T_m و T به ترتیب دمای ذوب ماده، دمای محیط و دمای ماده هستند [12, 13]. در مدل جانسون- کوک، جدا شدن براده از قطعه کار نیز محاسبه می شود و این شکست دینامیکی زمانی حادث می شود که معیار شکست (D) از مقدار یک تجاوز کند. این پارامتر در معادله (۱۰) تعریف شده است. در این رابطه $\Delta \bar{\epsilon}_f^{pl}$ بیانگر افزایش کششی پلاستیک و $\bar{\epsilon}_f^{pl}$ معرف کششی است که منجر به جدا شدن براده از قطعه کار می گردد و با رابطه (۱۱) بیان می شود. در این رابطه پارامترهای شکست به صورت تجربی در آزمایشگاه مورد تست واقع می شوند. هم چنین p در این رابطه، تنش فشاری و q تنش فون مایز است [14].

روش شبیه سازی عددی

در این تحقیق، شبیه سازی عددی جریان جت با استفاده از نرم افزار انسیس (Ansys) و مدل سازی فرایند سوراخ کاری سطح با استفاده از نرم افزار آباکوس (Abaqus) انجام گرفته است. معادلات حاکم و شرایط مرزی مربوط به جریان سیال براساس روش حجم محدود و استفاده از الگوریتم SIMPLE برای میدان کوپل سرعت- فشار حل شده اند. برای گسسته سازی معادله فشار از روش میان یابی PRESTO استفاده شده است. روش مذکور برای جریان در میدان های دارای انحنای سطح زیاد توصیه شده است. هم چنین جملات

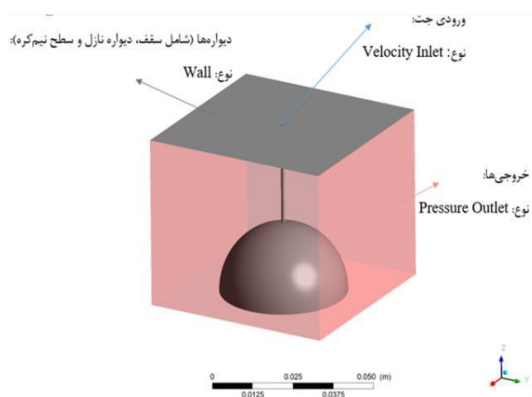


ب

شکل ۳ (الف) شبکه‌بندی میدان محاسباتی برای جریان سیال
جت برخوردی به سطح نیم کره، (ب) المان‌بندی سطح نیم کره
برای فرایند سوراخ کاری روی سطح

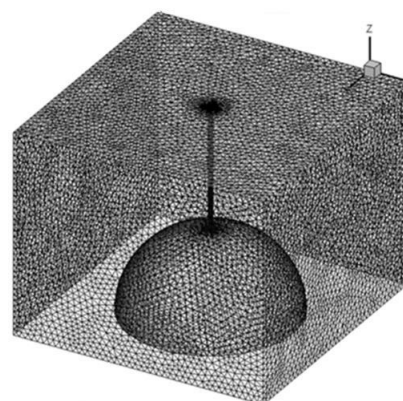
اعتبارسنجی حل عددی. برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی جریان جت از نتایج عددی و آزمایشگاهی هو و ژانگ [15] بهره برده شد. بدین منظور توزیع ضریب فشار و عدد ناسلت روی سطح برخورد در امتداد شعاع نیم کره بین دو مطالعه مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج برای سرعت جت 290 m/s (معادل عدد رینولدز $19,478$) و فاصله نازل تا سطح $L/D=25$ به دست آمده‌اند. البته لازم به ذکر است که شبیه‌سازی عددی انجام شده توسط هو و ژانگ [15] به صورت دوبعدی (یعنی جریان جت عمودی برخوردی به سطح یک نیم دایره) صورت گرفته‌است، اما در کار حاضر شبیه‌سازی به صورت سه بعدی انجام شده‌است. همان‌طور که در شکل (۴) نشان داده شده‌است، توزیع فشار بر روی سطح برخورد با شبیه‌سازی دوبعدی مرجع مذکور دارای اختلاف است؛ به این معنی که حل دوبعدی آنها پراکندگی بیشتری را در توزیع ضریب فشار پیرامون نقطه سکون پیش‌بینی کرده و هم‌چنین در نواحی دور از نقطه برخورد، ضرایب فشار کمتر از صفر به دست آمده‌است، در حالی که نتایج حل سه بعدی حاضر در این نواحی متفاوت است. با این حال هر دو مطالعه مقدار ماکزیمم یکسانی برای ضریب فشار در نقطه برخورد به دست آورده‌اند. مقایسه تغییرات عدد ناسلت در شکل

۱۸۳,۶۰۰ به ۱,۳۰۱,۷۶۰ نتایج تغییر چندانی نمی‌کند. در نتیجه انتخاب شبکه‌ای با تعداد ۸۱۳,۶۰۰ سلول محاسباتی، از نظر زمان و حجم محاسبات مقرون به صرفه‌تر است.



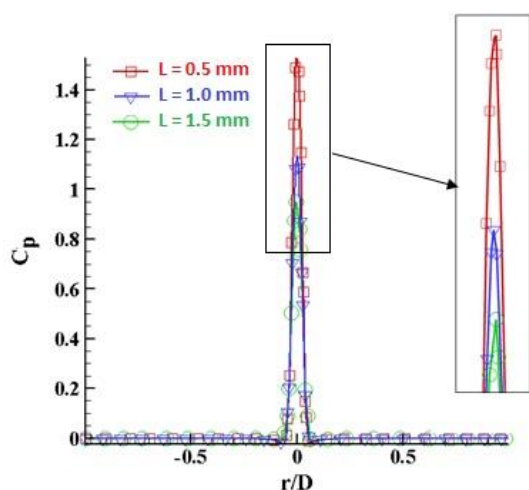
شکل ۲ دامنه محاسباتی و شرایط مرزی به کاررفته در شبیه‌سازی
جریان جت برخوردی به سطح

هم‌چنین باتوجه به استفاده از تابع دیواره استاندارد برای حل لایه مرزی مجاور دیواره، لازم است تا شبکه‌بندی در نزدیک دیوار به گونه‌ای تنظیم شود که y^+ (عدد رینولدز محلی بر مبنای فاصله از دیوار) در محدوده مجاز (30 تا 300) قرار گیرد. در این مورد نیز با تغییر اندازه شبکه در محدوده لایه مرزی و رسم y^+ شبکه‌ای برای انجام محاسبات انتخاب شد که این خصوصیت را داشته باشد.



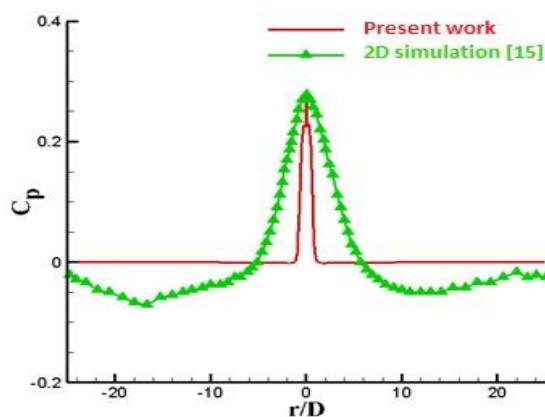
الف

تغییر فاصله نازل از سطح تأثیر چندانی بر ضریب فشار در نقاط دور از نقطه سکون نمی گذارد، ولی به طور مشخص با کاهش فاصله نازل از سطح، فشار در نقطه سکون افزایش می یابد، چرا که جریان ممتوم بالاتری در برخورد با سطح در فواصل کمتر وارد خواهد کرد. افزایش این فشار با کاهش فاصله هم چنین به صورت صعودی است، یعنی همان طور که در شکل دیده می شود، فاصله مقدار قله ضریب فشار در نقطه سکون در فواصل نازل ۰/۵ تا ۱ میلی متر بیشتر از فواصل ۱ تا ۱/۵ میلی متر است. ناحیه نزدیک محل برخورد به عنوان ناحیه انحراف شناخته می شود که در آن، سرعت محوری به سرعت کاهش و فشار استاتیک به شدت افزایش می یابد. در نقطه سکون ($r/D = 0$)، سرعت به صفر می رسد و ضریب فشار به حداکثر مقدار خود می رسد و سپس با شتاب گرفتن جریان در امتداد سطح برخورد، به سرعت کاهش می یابد.

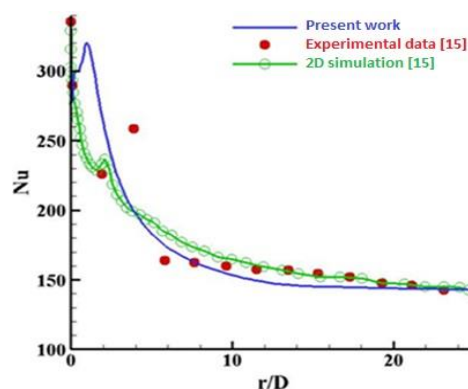


شکل ۶ ضریب فشار بر حسب شعاع نیم کره به ازای سه فاصله مختلف نازل از سطح آن، در سرعت جت ۲۹۰ متر بر ثانیه و قطر نازل ۱ میلی متر

(۵) با شبیه سازی عددی و همچنین اندازه گیری های تجربی همان مرجع نشان می دهد که شبیه سازی عددی سه بعدی حاضر تطابق بهتری با داده های تجربی به خصوص در محدوده مجاور نقطه برخورد دارد.



شکل ۴ تغییرات ضریب فشار در امتداد شعاع نیم کره، مقایسه کار حاضر با حل عددی دوبعدی هو و ژانگ

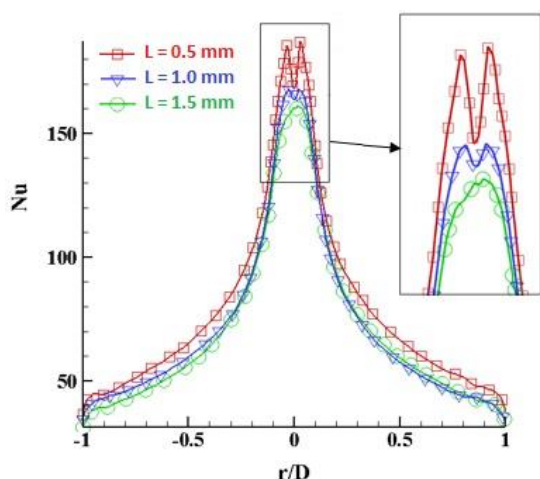


شکل ۵ تغییرات ضریب انتقال حرارت در امتداد شعاع نیم کره، مقایسه مطالعه حاضر با حل عددی دوبعدی و داده های تجربی هو و ژانگ

بررسی نتایج و بحث

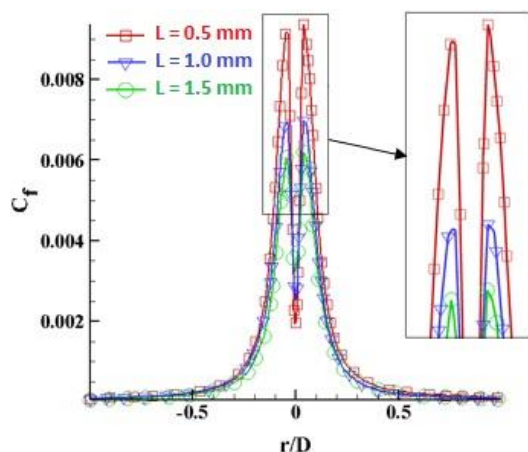
اثر فاصله نازل از سطح برخورد. برای بررسی اثر فاصله نازل از سطح برخورد، سه فاصله ۰/۵، ۱ و ۱/۵ میلی متر مورد بررسی قرار گرفته است. شکل (۶) توزیع ضریب فشار را در امتداد شعاع نیم کره به ازای این سه فاصله نازل نشان می دهد. مشاهده می شود که اگرچه

انتقال حرارت در این شکل نیز نشان می‌دهد که با کاهش فاصله نازل از سطح، به دلیل سرعت بیشتر برخورد جت با سطح، ضریب انتقال حرارت بیشتر می‌شود و تبادل حرارت سطح با جت بهتر انجام می‌گیرد. این موضوع مزیت بارز سوراخ کاری با جت آب را نسبت به سایر روش‌ها نشان می‌دهد که با وجود کاهش فاصله نازل با سطح برای بهره بردن از فشار بیشتر در سوراخ کاری، تبادل حرارت نیز بهتر انجام می‌شود که این خود مانع از افزایش بیش از حد دمای سطح استخوان و آسیب دیدن آن می‌گردد.



شکل ۸ ضریب انتقال حرارت برحسب شعاع نیم کره به ازای سه فاصله مختلف نازل از سطح آن، در سرعت جت ۲۹۰ متر بر ثانیه و قطر نازل ۱ میلی متر

اثر قطر نازل. در این بخش اثر تغییر قطر نازل به ازای سه مقدار قطر ۰/۶، ۰/۸ و ۱ میلی متر بررسی شده است. در شکل‌های ۹، ۱۰ و ۱۱ تأثیرپذیری ضرایب فشار، اصطکاک و انتقال حرارت از تغییر قطر نازل کاملاً مشهود است. افزایش قطر نازل در سرعت‌های یکسان، به معنای افزایش دبی جرمی جریان جت برخوردی به سطح و هم‌چنین پوشش سطح بیشتری از سطح در برخورد جت به سطح است. در شکل (۹) مشاهده می‌شود که مقدار ضریب فشار در نقطه سکون با افزایش قطر نازل تقریباً به‌طور خطی افزایش می‌یابد. با این حال در سایر نقاط سطح نیم کره، این ضریب تأثیرپذیری

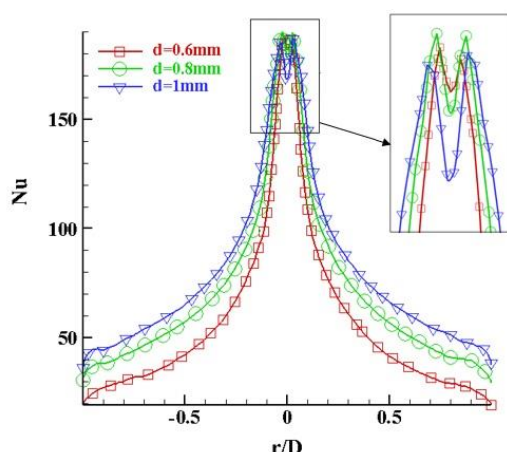


شکل ۷ ضریب اصطکاک برحسب شعاع نیم کره به ازای سه فاصله مختلف نازل از سطح آن، در سرعت جت ۲۹۰ متر بر ثانیه و قطر نازل ۱ میلی متر

در شکل (۷) تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای در امتداد سطح برخورد در فواصل مختلف نازل از سطح رسم شده است. این ضریب با فاصله گرفتن از نقطه سکون (محل سرعت صفر)، در فاصله کوتاهی به سرعت از یک مقدار نزدیک به صفر تا بیشینه مقدار خود افزایش می‌یابد و سپس مجدداً با شیب تندی در جهت شعاع کاهش می‌یابد. لذا مقدار بیشینه ضریب اصطکاک در برخورد جت با سطح نیم کره، در شعاع کوچکی در اطراف نقطه سکون اتفاق می‌افتد. هم‌چنین شکل (۷) نشان می‌دهد که با نزدیک شدن جت به صفحه برخورد، ضریب اصطکاک نیز به‌طور صعودی در حال افزایش است، زیرا تنش برشی وارد بر سطح با کاهش فاصله نازل، به‌طور کلی روندی افزایشی دارد.

تغییرات عدد ناسلت در امتداد سطح نیم کره به ازای فواصل مختلف نازل از سطح در شکل (۸) نشان داده شده است. این شکل ثابت می‌کند که ضریب انتقال حرارت محلی نیز روند تغییراتی همانند ضریب اصطکاک در امتداد شعاع دارد. به این معنی که در فاصله شعاعی کوچکی از محل برخورد، مقدار بیشینه خود روی سطح نیم کره را تجربه می‌کند. پس از آن، این ضریب با شیب تندی در امتداد سطح نیم کره کاهش خواهد یافت. تغییر فاصله نازل از سطح بر ضریب

توزیع عدد ناسلت محلی روی سطح نیم کره نیز به ازای قطرهای مختلف نازل در شکل (۱۱) نشان داده شده است. می توان گفت که با افزایش قطر نازل، به طور کلی انتقال حرارت افزایش یافته است.



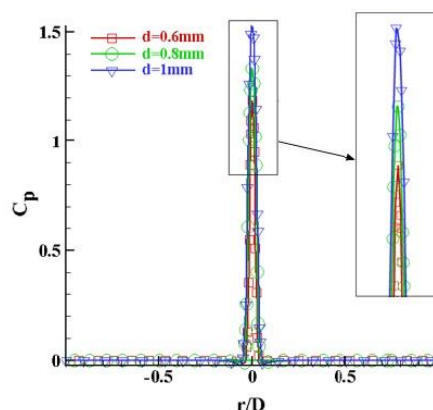
شکل ۱۱ ضریب انتقال حرارت برحسب شعاع نیم کره به ازای سه قطر مختلف نازل، در سرعت جت ۲۹۰ متر بر ثانیه و فاصله نازل ۰/۵ میلی متر از سطح

با این حال توجه به محل ماکزیمم عدد ناسلت در مجاورت نقطه سکون نشان می دهد که در بین سه قطر نازل مطالعه شده، بیشترین مقدار عدد ناسلت مربوط به قطر نازل میانی، یعنی قطر ۰/۸ میلی متر بوده است. این موضوع نشان می دهد که افزایش قطر نازل همواره سبب افزایش ماکزیمم انتقال حرارت در محل برخورد جت به سطح نمی شود و مقدار بهینه ای برای قطر نازل برای بیشینه تبادل حرارت در این ناحیه وجود دارد که در این حالت، قطر ۰/۸ میلی متر این ویژگی را داراست.

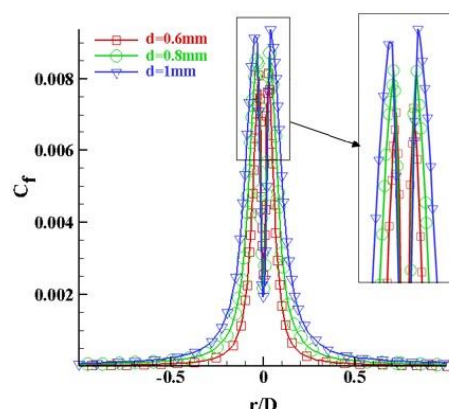
اثر سرعت جریان جت. در مطالعه اثر سرعت جت بر جریان و انتقال حرارت جت برخوردی به سطح، سه سرعت ۲۳۲، ۲۹۰ و ۳۴۸ متر بر ثانیه بررسی شده است. در این حالت، فاصله نازل از سطح مقدار ثابت ۰/۵ میلی متر و قطر نازل، مقدار ثابت ۱ میلی متر در نظر گرفته شده است. در این حالت مشخص شد که بازه تغییرات حدوداً ۵۰ درصدی سرعت جت، تأثیر چندانی

زیادی از قطر نازل نخواهد داشت.

شکل (۱۰) نشان می دهد که ضریب اصطکاک روی سطح نیم کره نیز در همه نقاط با افزایش قطر نازل جت افزایش یافته است. میزان افزایش ضریب اصطکاک تقریباً برای همه نقاط روی سطح به یک میزان با قطر نازل تغییر می کند. توجه ویژه به محدوده محل برخورد که سوراخ کاری انجام می شود ثابت می کند که با تغییر قطر نازل در سرعت ثابت و در نتیجه تغییر در دبی جرمی جت آب خروجی، ضریب اصطکاک سطحی به یک اندازه تغییر را تجربه می کند؛ یعنی ارتباط آن با قطر نازل تقریباً خطی است.



شکل ۹ ضریب فشار برحسب شعاع نیم کره به ازای سه قطر مختلف نازل، در سرعت جت ۲۹۰ متر بر ثانیه و فاصله نازل ۰/۵ میلی متر از سطح



شکل ۱۰ ضریب اصطکاک برحسب شعاع نیم کره به ازای سه قطر مختلف نازل، در سرعت جت ۲۹۰ متر بر ثانیه و فاصله نازل ۰/۵ میلی متر از سطح

مهم‌ترین بخش در شبیه‌سازی فرایند سوراخ‌کاری، یافتن ضرایب شکست مناسب برای مدل استخوان مورد نظر است، به‌طوری‌که براساس معیارهای تنش انتخاب شده، شکست المان‌های سطح تحت اثر نیروی وارد از طرف جت آب اتفاق بیفتد. این کار با تکرارهای متعدد حل عددی امکان‌پذیر می‌شود. ضرایب شکست به‌دست‌آمده طی این فرایند براساس معیار جانسون-کوک در جدول (۲) ارائه شده‌است.

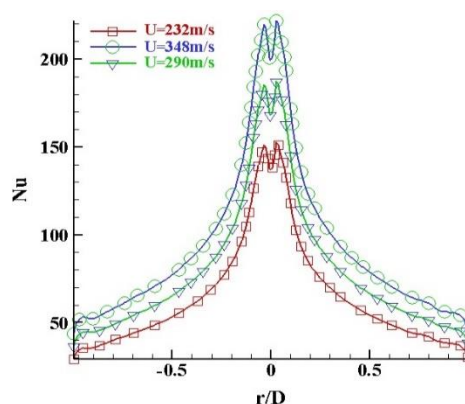
جدول ۲ ضرایب شکست انتخاب‌شده در معادلات جانسون-

کوک برای مدل استخوان مورد نظر

d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
-۰/۷۷	۱/۴۵	-۰/۷۷	۰	۰

در شکل‌های (۱۳) کانتورهای به‌دست‌آمده برای تنش حاصل از شبیه‌سازی فرایند سوراخ‌کاری استخوان با جت آب به‌ترتیب براساس معیارهای فون مایز و ترسکا ارائه شده‌است. نتیجه این شبیه‌سازی نشان داد که ماکزیمم تنش اعمالی معیار فون مایز و ترسکا برای استخوان به‌ترتیب ۱۳۵ و ۱۵۵ مگاپاسکال است. البته به‌علت محافظه‌کارتر بودن معیار ترسکا، مقدار عددی تنش این معیار بیشتر از معیار فون مایز می‌باشد، ولی عدد به‌دست‌آمده در معیار فون مایز دقیق‌تر است. مشاهده کانتورهای تنشی ارائه‌شده در شکل (۱۳) درک بهتری از نواحی با تمرکز تنش و همچنین نحوه توزیع آن در محل سوراخ‌کاری براساس این دو معیار می‌دهند. از آنجایی‌که براساس ویژگی‌هایی که برای استخوان تعریف شد، ماکزیمم تنش‌های ایجادشده بر اثر برخورد جت آب به سطح استخوان بیش از حد تحمل تنش استخوان است، شکست المان‌های سطح و در نتیجه سوراخ‌کاری اتفاق خواهد افتاد.

بر ضرایب فشار و اصطکاک نگذاشته‌است و لذا از رسم نمودار آنها صرف‌نظر شد. با این حال، تأثیر سرعت بر عدد ناسلت قابل توجه است و نتیجه در شکل (۱۲) نشان داده شده‌است. مشاهده می‌شود که افزایش سرعت جت، به‌طور کلی سبب افزایش انتقال حرارت محلی روی سطح نیم‌کره شده‌است. هم‌چنین درمورد افزایش سرعت نیز مشاهده می‌شود که عدد ناسلت با سرعت جت رابطه‌ای مستقیم و تقریباً خطی دارد.



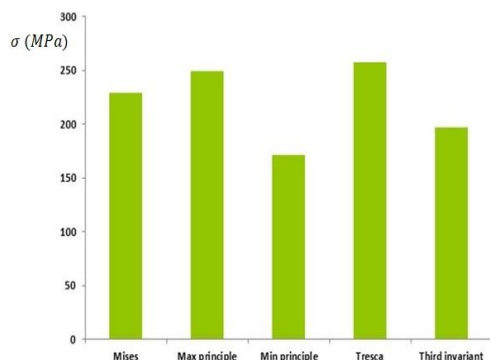
شکل ۱۲ ضریب انتقال حرارت برحسب شعاع نیم‌کره به‌ازای سه سرعت مختلف جت، در قطر نازل ۱ میلی‌متر و فاصله نازل ۰/۵ میلی‌متر از سطح

فرایند سوراخ‌کاری. در شبیه‌سازی فرایند سوراخ‌کاری سطح، به‌منظور کاهش حجم محاسبات و شبکه‌بندی، تنها بخشی از نیم‌کره که در مجاورت محل سوراخ‌کاری قرار می‌گیرد و طبق نتایج ارائه‌شده در بالا، بیشتر تحت تأثیر برخورد جت به سطح قرار می‌گیرد، به‌عنوان حوزه محاسباتی در نرم‌افزار آباکوس المان‌بندی شده‌است. هم‌چنین خصوصیات فیزیکی مواد برای ورود به نرم‌افزار، براساس مرجع [16] در جدول (۱) ارائه شده‌است.

جدول ۱ ضرایب فاز پلاستیک در معیار جانسون کوک برای مدل استخوان مورد نظر [16]

A (MPa)	B (MPa)	n	M
۵۰	۱۰۱	۰/۰۸	۰

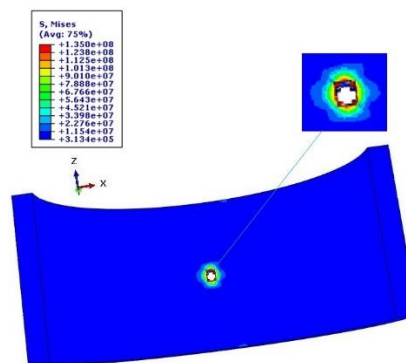
به ویژه برای مواد تُرد اهمیت دارد که مقدار آنها با تنش تسلیم ماده مقایسه می شود، درحالی که معیارهای فون مایز و ترسکا مبتنی بر محاسبه تنش برشی هستند و برای مواد منعطف کارایی بهتری دارند. با این حال، معیار فون مایز نتایج دقیق تری نسبت به معیار ترسکا ارائه می دهد. محتاط تر بودن معیار ترسکا در فرایند سوراخ کاری سطح استخوان نسبت به معیار فون مایز و در عین حال نزدیک بودن نتایج آن به مقدار تنش اصلی در این نمودار به خوبی قابل مشاهده است.



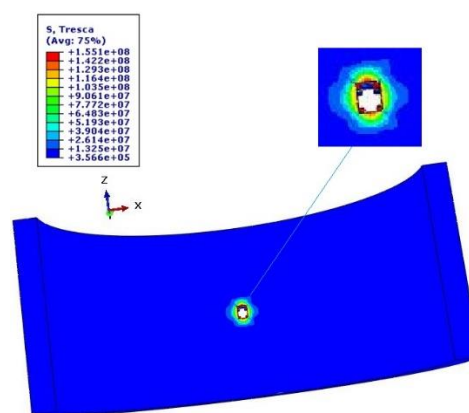
شکل ۱۴ مقایسه مقادیر ماکزیمم تنش براساس معیارهای مختلف در فرایند سوراخ کاری استخوان با جت آب

نتیجه گیری

در این مطالعه مسئله سوراخ کاری استخوان با جت آب به صورت عددی شبیه سازی شده است. برای مدل سازی سه بعدی جریان جت مغشوش برخوردی به سطح نیم کره، از روش حجم محدود به همراه مدل آشفته انتقال تنش رینولدز و برای شبیه سازی فرایند سوراخ کاری، از روش المان محدود و حل معادلات جانسون- کوک استفاده شد. برای صحت سنجی بخش جریان جت نیز مقایسه ای با مطالعه عددی دوبعدی و داده های تجربی موجود در مطالعات گذشته صورت پذیرفت. مهم ترین نتایج به دست آمده در این مطالعه را می توان به صورت زیر جمع بندی کرد:



الف



ب

شکل ۱۳ کانتور تنش ایجاد شده طی فرآیند سوراخ کاری سطح براساس معیار (الف) فون مایز و (ب) ترسکا

کانتورها هم چنین حکایت از عدم وجود نواحی با تمرکز تنش بسیار بالا در اطراف محل برخورد طی فرایند سوراخ کاری با جت آب دارند که این موضوع، مزیت این روش را نسبت به سوراخ کاری با مته نشان می دهد.

در نمودار میله ای ۱۴، ماکزیمم تنش اعمالی برای سوراخ کاری استخوان با معیارهای مختلف تنشی با هم مقایسه شده اند. معیارهای فون مایز، ترسکا و مقادیر تنش های اصلی ماکزیمم و مینیمم در این نمودار رسم شده اند. در این شکل هم چنین ناوردای سوم (Third invariant) که معرف تنش های انحرافی است و در بررسی آسیب یا شکست المان ها در فرایند سوراخ کاری اهمیت دارد نیز دیده می شود. محاسبه تنش های اصلی

به ترتیب ۱۳۵ و ۱۵۵ مگاپا سکال به دست آمد که معیار ترسکا محافظه کارانه تر و معیار فون مایرز دقیق تر است. باتوجه به این که ماکزیمم تنش های ایجادشده بر اثر برخورد جت آب به سطح استخوان بیش از حد تحمل تنش استخوان است، سوراخ کاری به درستی و باتوجه به توزیع تنش، به طور یکنواختی انجام می پذیرد.

واژه نامه

Bone Perforation	سوراخ کاری استخوان
Numerical Simulation	شبیه سازی عددی
Impinging jet	جت برخوردی
Two-phase flow	جریان دوفازی
Finite-volume method	روش حجم محدود
Finite-element method	روش اجزای محدود
Chipping	تراشه برداری
Stagnation point	نقطه سکون
Volume of fluid method	روش حجم سیال
Reynolds Stress Model	مدل تنش رینولدز

- ضریب فشار با کمتر شدن فاصله نازل از سطح در محدوده نقطه سکون افزایش می یابد. در ناحیه نزدیک صفحه برخورد، سرعت محوری به سرعت کاهش و فشار استاتیک به شدت افزایش می یابد. همچنین عدد نوسلت محلی نیز در جهت افزایش شعاع از حداکثر مقدار خود در محدوده نقطه سکون کمتر می شود و با افزایش فاصله نازل از سطح برخورد، مقدار ماکزیمم آن در نقطه سکون نیز کاهش می یابد.

- ضریب فشار با افزایش قطر نازل در نقطه سکون افزایش می یابد. مقدار بیشینه ضریب اصطکاک نیز در همه فواصل نازل تا سطح، به ازای قطر نازل بزرگتر بیشتر است. در راستای شعاعی هم همیشه نازل با قطر بزرگتر، فشار بیشتری بر سطح اعمال می کند.

تغییرات سرعت جت تا میزان ۵۰ درصد، تأثیر چندانی بر ضرایب فشار و اصطکاک نخواهد گذاشت، ولی هرچه سرعت افزایش یابد، ضریب انتقال حرارت نیز با نسبت یکسانی افزوده خواهد شد.

- مدل سازی سوراخ کاری سطح استخوان با جت آب نشان داد که ضرایب انتخاب شده برای شکست المان های استخوان در معیار جانسون- کوک به خوبی فرایند سوراخ کاری را شبیه سازی می کنند. ماکزیمم تنش اعمالی معیار فون مایرز و ترسکا برای استخوان،

مراجع

1. Tu, Y.K., Chen, L.W., Huang, C.C., Chen, Y.C., Tsai, H.H. and Lin, L.C., "Finite Element Simulation of Drill Bit and Bone Thermal Contact During Drilling", *Proceedings of the 2nd International Conference on Bioinformatics and Biomedical Engineering, IEEE.*, pp. 1268-1271, (2008).
2. Shakouri, E. and Maerefat, M., "Theoretical and Experimental Investigation of Heat Generation in Bone Drilling: Determination of the Share of Heat Input to the Bone Using Machining Theory and Inverse Conduction Heat Transfer", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No.7, Pp. 131-140, (2017).
3. Shakouri, E., Haghighi Hassanali, H. and Gholampour, S., "Experimental Evaluating and Statistical Modeling of Temperature Elevation in Bone Drilling with Internal Cooling with Gas", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No.3, Pp. 47-54, (2017).

4. Liu, X., Liu, S. and Ji, H., "Numerical Research on Rock Breaking Performance of Water Jet Based on SPH", *Powder Technology*, Vol. 286, pp. 181-192, (2015).
5. Li, M., Ni, H., Wang, G. and Wang, R., "Simulation of Thermal Stress Effects in Submerged Continuous Water Jets on the Optimal Standoff Distance During Rock Breaking", *Powder Technology*, Vol. 320, pp. 445-456, (2017).
6. Haghighi, H.H. and Gholampour, S., "Finding the Optimal Drill Bit Material and Proper Drilling Condition for Utilization in the Programming of Robot-Assisted Drilling of Bone", *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Vol. 31, pp. 34-47, (2020).
7. Di Venuta, I., Petracci, I., Angelino, M., Boghi, A. and Gori, F., "Numerical Simulation of Mass Transfer and Fluid Flow Evolution of a Rectangular Free Jet of Air", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117, pp. 235-251, (2018).
8. Kuraan, A.M., Moldovan, S.I. and Choo, K., "Heat Transfer and Hydrodynamics of Free Water Jet Impingement at Low Nozzle-to-Plate Spacings", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 108, pp. 2211-2216, (2017).
9. Baghel, K., Sridharan, A. and Murallidharan, J.S., "Heat Transfer Characteristics of Free Surface Water Jet Impingement on a Curved Surface", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 164, 120487, (2021).
10. Hirt, C.W. and Nichols B.D., "Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries", *Journal of Computational Physics*, Vol. 39, No. 1, pp. 201-225, (1981).
11. Hanjalic, K. and Launder, B., "A Reynolds Stress Model of Turbulence and its Application to Thin Shear Flows", *Fluid Mechanics*, Vol. 52, pp. 609-638, (1972).
12. Lotfi, M., Amini, S. and Aghaei, M., "3D FEM Simulation of Tool Wear in Ultrasonic Assisted Rotary Turning", *Ultrasonics*, Vol. 88, pp.106-114, (2018).
13. Cakir, F.H., Gorgen, S., Sofuoglu, M.A., Celik, O.N. and Kushan, M.C., "Finite Element Modeling of Ultrasonic Assisted Turning of Ti6Al4V Alloy", *Procedia-Social and Behavioral Sciences*, Vol. 195, pp. 2839-2848, (2015).
14. Murugesan, M. and Jung, D.W., "Johnson Cook Material and Failure Model Parameters Estimation of AISI-1045 Medium Carbon Steel for Metal Forming Applications", *Materials*, Vol. 12, No. 4, pp. 609, (2019).
15. Hu, G., Zhang, L., "Experimental and Numerical Study on Heat Transfer with Impinging Circular Jet on a Convex Hemispherical Surface", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 28, No. 12, pp. 1008-1016, (2007).
16. Santiuste, C., Rodríguez-Millán, M., Giner, E. and Miguélez, H., "The Influence of Anisotropy in Numerical Modeling of Orthogonal Cutting of Cortical Bone", *Composite Structures*, Vol. 116, pp. 423-431, (2014).

Numerical Simulation of Cranial Bone Perforation Process Using Water Jet

Shahed Al-Sadat Alavi¹, Masoud Ziaei-Rad²,
Nima Jamshidi³

1. Introduction

Waterjet is a general term for the equipment that uses a high pressure water flow for cutting and cleaning purposes. One of the most important advantages of cutting with waterjet is that this process is inherently cold cutting and does not generate heat. Having this feature, the waterjet can easily perforate all kinds of materials include human body's bones, while in other cutting methods there is a possibility of burning, melting or cracking of the material. During the cutting with a waterjet, it is possible to adjust the forward speed on the material.

A review of the previous studies shows that most of the studies have focused on bone perforation by a drill or drilling a metal with a water jet. Therefore, numerical simulation of impinging jet flow on a bone as well as the perforation process cannot be found in the literature. In this study, in addition to the numerical simulation of turbulent flow of an impinging jet on a bone surface using finite volume method, finite element approach along with stress criteria are also applied to model the perforation process. Moreover, the effect of different parameters such as nozzle distance from the surface, nozzle diameter, and the flow velocity are investigated.

2. Physical Model and Assumptions

Figure 1 shows a schematic of the problem geometry and impinging jet flow on the surface. Three-dimensional geometry of a hemisphere with a diameter of D is considered as a simple model for the human skull. The waterjet strikes the surface radially at a constant velocity V from a circular cross-section nozzle with diameter d , located at a distance L from the highest point of the hemisphere, and then flows circumferentially on the surface. The surface temperature is assumed to be constant. Moreover, the flow of the jet is considered steady and incompressible.

Based on the free jet velocity and nozzle diameter, the Reynolds number will be in the range of turbulent flow regime. The ambient air is static and in standard condition. The effects of gravity can be neglected due to high velocity and dominant force-convection flow of the jet.

Moreover, the surface perforation process is assumed to be steady. This means that chipping process is neglected and only the effect of waterjet force on the surface in breaking the solid elements will be considered.

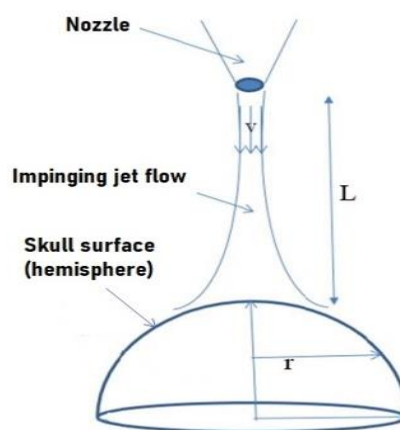


Figure 1. Schematic of impinging water jet on cranial bone surface

3. Mathematical Modeling and Numerical Procedure

In this research, numerical solution of the governing continuity, momentum and energy equations for the jet flow are performed using Ansys software. Also, the governing Johnson-cook equations for surface drilling process are solved by Abaqus software. The governing equations and boundary conditions of the fluid flow are solved based on finite volume method, and SIMPLE algorithm is applied for the velocity-pressure field coupling. Moreover, PRESTO interpolation is used to discretize the pressure gradient term. This method is recommended for the flow fields with high streamline curvature. Also, the convection terms in momentum and energy equations are discretized using QUICK scheme, which provides a good accuracy for complex flows on unstructured grid. The preferred turbulence model for this problem is Reynolds Stress Model (RSM). Based on previous

¹. MSc. Student, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran

². Corresponding author. Associate Professor, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran. Email: m.ziaeirad@eng.ui.ac.ir

³. Assistant Professor, Biomedical Engineering Department, Faculty of Engineering, University of Isfahan, Isfahan, Iran

studies, this model gives a more accurate estimation of fluctuating components in non-isotropic turbulent flows with high-curvature computational domain.

4. Results and Discussion

4.1. Impinging jet flow

Figure 2 shows the variation of Nusselt number along the hemisphere surface at different nozzle distance from the surface. This figure clarifies that local heat transfer coefficient has the same trend of variation with the friction coefficient. This means that it reaches its maximum value on the hemisphere surface at a small radial distance from the stagnation point. Then, this coefficient decreases with a steep slope along the surface. The effect of changing in nozzle distance from the surface on heat transfer coefficient also indicates that by reducing the distance, due to increase in jet velocity impinging the surface, the heat transfer coefficient increases and therefore, heat exchange between the jet and the surface is improved. This shows the obvious advantage of waterjet drilling compared to other methods, where by reducing the distance between the nozzle and the surface to gain more pressure in drilling process, the heat transfer is also improved and prevents the bone temperature enhancement and resulting damage.

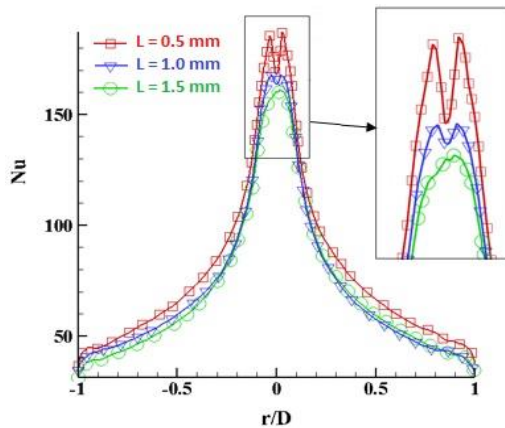


Figure 2. Radial change of heat transfer coefficient at different nozzle distance from the surface, for jet speed of 290 m/s and nozzle diameter of 1mm

The variation of local Nusselt number on the hemisphere surface at different nozzle diameters is also plotted in Figure 3. It can be seen that by increasing the nozzle diameter, the heat transfer rate is increased. However, considering the location of maximum Nusselt number in the vicinity of stagnation point, we can see that among the three studied nozzle diameters, the highest Nusselt number belongs to the middle one, that is, 0.8mm. This proves that increasing the nozzle diameter does not always increase the

maximum heat transfer from the surface. Hence, there is an optimal value for the nozzle diameter for maximum heat transfer rate, which here is 0.8mm diameter nozzle.

4.2. Perforation process

During the simulation, in order to reduce the computational costs, only a part of the hemisphere adjacent to drilling region, which affected by the jet flow is considered as the computing domain in Abaqus. The physical properties of the cranial bone to be inserted in the software are presented in Table 1.

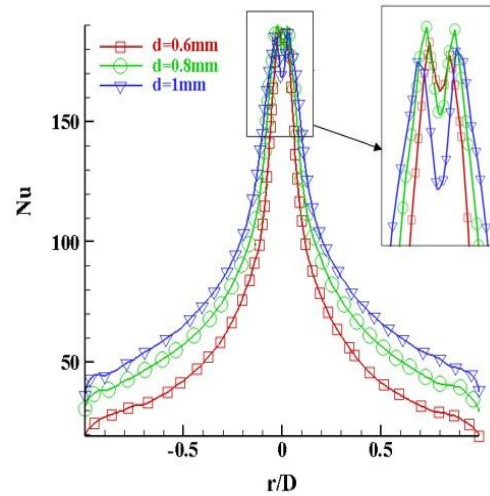


Fig. 3. Radial change of heat transfer coefficient at different nozzle diameters, for a jet speed of 290 m/s and a nozzle distance of 0.5mm

Table 1. Plastic phase coefficients in Johnson Cook's criterion for the bone model

A (MPa)	B (MPa)	n	M
50	101	0.08	0

The most important part in simulating drilling process is to find the appropriate failure indices for the bone, so that according to the selected stress criteria, the failure of surface elements occurs due to the force applied by the waterjet. This is possible during an iterative numerical procedure. Table 2 summarizes the failure coefficients obtained finally in this process based on Johnson-Cook's criterion.

Table 2. Selected failure coefficients in Johnson Cook's equations for the bone model

d_1	d_2	d_3	d_4	d_5
0.77	1.45	0.77	0	0

Figure 4 shows the contours of stress obtained from the simulation of waterjet drilling process based on Mises criterion. The results show that maximum applied stresses of Mises and Tresca criteria for the bone are 135 and 155 MPa,

respectively. Actually, since the Tresca criterion is more conservative, the stress value of this criterion is higher than Mises criterion, while the obtained value for Mises criterion is more accurate. The stress contours presented in Figure 4 gives a good understanding of higher-stress regions as well as the stress distribution in drilling area on the bone surface.

Based on the properties defined for the bone, the maximum stresses created by the waterjet on the surface are much higher than the yield stress of the bone. Thus, the failure of surface elements will occur as a result of drilling process.

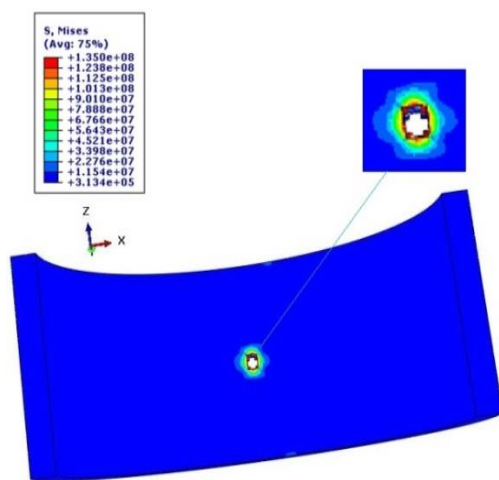


Figure 4. Stress contour during bone surface drilling process according to Mises criterion

5. Conclusion

The most important results obtained in this study can be summarized as follows:

1. The local Nusselt number decreases in radial direction from its maximum value in the vicinity of stagnation point. By increasing the nozzle distance from the surface, its maximum value decreases at the stagnation point;
2. As the waterjet velocity increases, the heat transfer coefficient is also increased by the same ratio;
3. The selected coefficients for the failure of surface elements in Johnson-Cook's criterion can properly simulate the drilling process. Due to the fact that the maximum stress applied to the surface by the waterjet is higher than the bone's yield stress, drilling process is performed uniformly according to the stress distribution.

تحلیل عددی تأثیر تزریق سوخت بر بردار نیروی پیش‌ران موتور جت با نازل دارای دو گلوگاه*

مقاله پژوهشی

محمد رضا سلیمی^(۱) رسول عسکری^(۲) مجید حسینی^(۳)

چکیده یکی از مؤثرترین روش‌های تغییر بردار پیش‌رانش موتورهای جت، استفاده از نازل دارای دو گلوگاه و تزریق سوخت در گلوگاه بالادستی می‌باشد. پژوهش حاضر به بررسی عملکرد یک سیستم کنترل بردار تراست با هندسه نازل دارای دو گلوگاه می‌پردازد. تأثیر تزریق جانبی سوخت بر پارامترهای عملکردی نازل شامل ضریب تخلیه، ضریب تراست، زاویه برداردهی، بازدهی برداردهی، نسبت تراست به دبی جرمی و درصد افت تراست مورد مطالعه قرار گرفته‌است. در این پژوهش تزریق هفت سوخت مختلف شامل متان، اتان، پروپان، اکتان، سوخت دیزل، کروسین و نفت‌گاز به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته‌است. نتایج نشان می‌دهند که تزریق سوخت‌های سنگین‌تر موجب ایجاد ضریب تخلیه بالاتری می‌گردد؛ اما بیشترین زاویه برداردهی در جریان غیراحتراقی توسط سوخت دیزل و اکتان ایجاد می‌شود. به‌طور کلی می‌توان گفت که تزریق سوخت‌های سبک از نظر ضریب تراست، بازدهی برداردهی و نسبت تراست به دبی جرمی عملکرد بهتری دارند، ولی سوخت‌های سنگین از نظر ضریب تخلیه، زاویه برداردهی و درصد افت تراست بهتر می‌باشند.

واژه‌های کلیدی کنترل بردار تراست، نازل دارای دو گلوگاه، تزریق سوخت، ضریب تخلیه، زاویه برداردهی، بازدهی برداردهی.

مقدمه

نازل و نیاز کمتر به سخت‌افزارهای مکانیکی پیچیده، منجر به کاهش وزن نازل و کاهش پیچیدگی‌های ساخت می‌گردد.

سه تکنیک اصلی روش سیالاتی که به‌طور سنتی در دهه‌های گذشته مورد توجه بوده‌است، عبارتند از کنترل بردار ضربه (Shock-vector control)، جابه‌جایی گلوگاه نازل (Throat-shifting) و جریان مخالف‌الجهت (Counterflow) [1-10]. برای ارزیابی عملکرد تکنیک‌های سیالاتی معمولاً از دو پارامتر ضریب تراست و بازدهی برداردهی استفاده می‌شود. ضریب تراست به صورت نسبت تراست واقعی به تراست ایده‌آل تعریف می‌شود، درحالی‌که بازدهی برداردهی به صورت نسبت

تزریق سیال به منظور کنترل زاویه بردار نیروی پیش‌ران (Thrust-vector control (TVC)) در نازل‌ها برای دهه‌ها به عنوان ابزاری برای طراحی نازل‌هایی با هندسه ثابت که عملکردی مشابه نازل‌های با هندسه متغیر از خود نشان می‌دهند، مورد استفاده قرار گرفته‌است. برخلاف نازل‌های با هندسه متغیر که از سخت‌افزارهای مکانیکی به منظور تغییر جهت جریان جت اصلی و برداردهی استفاده می‌کنند، در روش سیالاتی با تزریق جریان‌های سیال ثانویه به جریان اصلی داخل نازل جت، اندازه و جهت نیروی پیش‌ران تغییر می‌یابد و کنترل می‌شود. استفاده از این روش به دلیل ثابت بودن هندسه

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۹/۵ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۱۰/۲۷ می‌باشد.

Email: mohammadsalimi@ari.ac.ir

(۱) نویسنده مسئول: استادیار، پژوهشگاه هوافضا، تهران، ایران.

(۲) دکتری هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

(۳) مربی، دانشگاه هوایی شهید ستاری، تهران، ایران.

یک طرف نازل)، یک سطح مقطع ایرودینامیکی کمینه در پایین دست گلوگاه تشکیل می‌شود (بین دو گلوگاه هندسی) و خط سونیک منحرف می‌شود. بنابراین جریان اصلی نیز به سمت حفره موجود در جهت مخالف تزریق منحرف می‌شود. سپس قسمت هم‌گرای نهایی نازل، جریان اصلی را به سمت مخالف هدایت می‌کند و برداردهی صورت می‌گیرد. تزریق جریان ثانویه از محل گلوگاه بالادستی (یعنی لبه راهنمای حفره)، موجب جدایش جریان در این نقطه می‌شود. بنابراین یک ناحیه جریان چرخشی در این قسمت جریان جدا شده در داخل حفره تشکیل می‌گردد، لذا فشار در این ناحیه به شدت کاهش می‌یابد. از طرفی حفره سمت مخالف در معرض جریان پرسرعت و پرفشار اصلی است و فشار روی دیواره آن به شدت افزایش می‌یابد. فشار پایین در یک حفره و فشار بالا در حفره دیگر موجب تقویت برداردهی می‌گردد. بنابراین با حضور حفره‌ها برداردهی تراست نسبت به روش جابه‌جایی گلوگاه بهبود می‌یابد. مزیت اصلی روش نازل دوگلوگاه در بازدهی برداردهی بالاتر آن نسبت به روش‌های قبلی است. به‌طور تجربی با استفاده از نازل‌های دوگلوگاه بازدهی برداردهی معادل $7/7$ درجه بر درصد تزریق ایجاد می‌شود، درحالی‌که بهترین بازدهی برداردهی پیش‌رانش به دست آمده از روش جابه‌جایی گلوگاه، مقدار $3/9$ درجه و از روش کنترل بردار ضربه $4/5$ درجه بر درصد تزریق است [14].

فلام و همکاران [15] در ادامه کار تحقیقاتی آغاز شده در آزمایشگاه لانگلی، به بررسی تجربی نازل دوگلوگاه در شرایط عملکردی مختلف پرداختند. آنان به بررسی عملکرد یک نازل دوبعدی در بازه نسبت فشار از 2 تا 10 پرداختند. در پژوهش آنان اثرات تغییر طول حفره و زاویه تزریق جت ثانویه مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آنان نشان داد که بیشینه زاویه برداردهی 15 درجه در نسبت فشار 4 رخ می‌دهد. بیشینه زاویه برداردهی نیز در نسبت فشار 4 و 1 درصد تزریق ثانویه رخ می‌دهد که مقدار آن $6/1$ درجه بر درصد تزریق است. در این حالت ضریب تراست نازل $0/968$ است

اندازه زاویه برداردهی تراست به درصد تزریق ثانویه جانبی تعریف می‌گردد. روش کنترل بردار ضربه که در آن تزریق جانبی در پایین دست گلوگاه نازل انجام می‌شود، زاویه برداردهی قابل توجهی ایجاد می‌کند، اما از طرفی موجب تضعیف ضریب تراست نیز می‌گردد [11]. یک نازل با کنترل بردار ضربه که در مرجع [3] مورد مطالعه قرار گرفته است، در نسبت فشار 4 به زاویه برداردهی به میزان $17/3$ درجه دست یافته است، اما ضریب تراست آن در بازه $0/84$ تا $0/90$ قرار گرفته است و بازدهی برداردهی نیز بین $1/8$ تا $3/0$ درجه بر درصد تزریق می‌باشد. برای دستیابی به ضریب تراست بالاتر، روش جابه‌جایی گلوگاه توصیه می‌شود، زیرا این روش برخلاف روش قبلی، افت‌های ناشی از امواج ضربه‌ای را ندارد. نازلی با روش جابه‌جایی گلوگاه که در مرجع [12] مورد بررسی قرار گرفته است، به بازدهی برداردهی بین $2/0$ (در نسبت فشار $5/5$) تا $3/9$ (در نسبت فشار 2) درجه بر درصد تزریق دست یافته است، درحالی‌که ضریب تراست دارای مقدار بسیار خوب $0/945$ تا $0/975$ است. روش جریان مخالف‌الجهت که در آن مکش از طریق مجرای در نزدیکی گلوگاه صورت می‌گیرد، زاویه‌های برداردهی بسیار خوبی حتی با نیاز کم به تزریق ثانویه ایجاد می‌کند، ولی مسائل و مشکلات سخت‌افزاری همچون منبع ایجاد مکش نیز دارد [13].

یک تکنیک جدید سیالاتی که از سایر روش‌های سیالاتی بازدهی بیشتری دارد، در سال 2005 توسط دیری و همکاران [14] در مرکز تحقیقاتی لانگلی ناسا (NASA Langley Research Center) توسعه داده شده است. این نازل یک نازل هم‌گرا-واگرا-هم‌گرای دوبعدی با دو سطح مقطع حداقل تحت عنوان «گلوگاه» است، به همین دلیل به آن نازل دوگلوگاه (Dual-throat nozzle (DTN)) گفته می‌شود. یک حفره بین این دو گلوگاه تشکیل می‌شود. یک درگاه تزریق ثانویه در محل گلوگاه بالادستی قرار داده می‌شود (در هر دو سطح بالایی و پایینی گلوگاه). به وسیله تزریق جریان ثانویه از گلوگاه بالادستی به صورت نامتقارن (از یک درگاه در

خود اثر نسبت فشار نازل (Nozzle Pressure Ratio)
 ((NPR))، نسبت شار مومنتوم تزریق جریان ثانویه به
 جریان اصلی و زاویه تزریق جانبی را بر پارامترهای
 عملکردی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنان نشان داد
 که با افزایش نسبت فشار نازل، ضریب تراست و بازدهی
 برداردهی بهبود پیدا می کند، ولی زاویه برداردهی کاهش
 می یابد. همچنین با افزایش نسبت مومنتوم جریان ثانویه
 به جریان اصلی، زاویه برداردهی بهبود می یابد، ولی
 ضریب تراست و بازدهی برداردهی تضعیف می شوند.
 زاویه تزریق ۱۵۰ درجه بهترین عملکرد نازل از نظر
 ضریب تراست و بازدهی برداردهی را ایجاد می کند.

گیو و همکاران [21-23] ایده استفاده از جریان
 کنارگذر (Bypass) به جای تزریق جانبی در نازل های
 دوگلوگاه را مطرح کردند. نتایج آنان نشان داد که
 استفاده از جریان کنارگذر نیاز به تزریق جانبی از خارج
 نازل را از بین می برد؛ درحالی که در شرایط عملکردی
 مشابه، عملکرد نازل دوگلوگاه کنارگذر از نظر بازدهی
 برداردهی مشابه با بهترین عملکرد سایر نازل های
 دوگلوگاه و سایر تکنیک های سیالاتی می باشد. حتی
 زاویه برداردهی نازل دوگلوگاه کنارگذر بزرگ تر از
 نازل های دوگلوگاه معمولی که تاکنون گزارش
 شده است، می باشد. به طور به خصوص، در نسبت فشار
 ۱۰، زاویه برداردهی نازل دوگلوگاه کنارگذر حتی تا
 ۲۱/۳ درجه نیز می رسد.

در ادامه پژوهش های مرتبط با کاربرد جریان
 کنارگذر در نازل های دوگلوگاه، وانگ و همکاران
 [24,25] به بررسی یک نازل با هندسه متقارن محوری
 پرداختند. نتایج آنان نشان داد که در نسبت فشار ۴/۷،
 بیشینه ضریب تراست معادل با ۰/۹۴ و بیشینه زاویه
 برداردهی معادل با ۱۹/۵۲ درجه به دست می آید. ضریب
 تخلیه در همین شرایط تقریباً برابر با ۰/۹۷ است.

در جدیدترین تحقیقات مرتبط با این موضوع،
 حامدی و همکاران [26,27] اثر موقعیت مجرای کنارگذر
 بر عملکرد نازل را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنان
 نشان داد که تعبیه کردن مجرا در گلوگاه بالادستی بهترین

که تنها ۰/۵ درصد کمتر از حالت بدون تزریق است. این
 گروه تحقیقاتی در پژوهشی دیگر [1] به بررسی یک
 نازل دوگلوگاه با هندسه متقارن محوری پرداختند. در
 پژوهش آنان پارامترهای هندسی نازل هم چون طول
 حفره، نسبت انبساط (نسبت سطح گلوگاه پایین دست به
 گلوگاه بالادست)، زاویه گستردگی (Span Angle)
 محیطی تزریق ثانویه و زاویه هم گرایی حفره برای
 شرایط برخاستن، نشست، صعود و نزول آرام مورد
 بررسی قرار گرفت. نسبت فشار نازل تا حداکثر میزان
 ۱۰ و درصد تزریق جانبی تا حداکثر میزان ۱۰ درصد
 مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج نشان داد که زاویه
 گستردگی محیطی ۶۰ درجه عملکرد بهتری از ۹۰ درجه
 نشان می دهد. برای نرخ های تزریق جانبی کمتر از ۷
 درصد، زاویه برداردهی برای زاویه گستردگی ۶۰ درجه
 به میزان ۱/۵ تا ۲ درجه بیشتر از گستردگی ۹۰ درجه
 است. کاهش طول حفره ضریب تخلیه و ضریب تراست
 را بهبود می بخشد، درحالی که زاویه برداردهی و بازدهی
 برداردهی را تضعیف می کند. افزایش زاویه هم گرایی
 حفره از ۲۰ درجه به ۳۰ درجه، زاویه برداردهی را ۱
 درجه افزایش می دهد، اما بر ضریب تخلیه و ضریب
 تراست اثر منفی دارد. بهترین عملکرد نازل در نسبت
 انبساط یک (سطح مقطع برابر برای دو گلوگاه) به دست
 آمد. پژوهش های دیگری نیز توسط این گروه تحقیقاتی
 انجام شده است که خواننده برای اطلاعات بیشتر به آنها
 ارجاع داده می شود [16-18].

حامدی و همکاران [19] در پژوهشی عددی به
 مطالعه سیستم کنترل بردار تراست یک نازل دوگلوگاه
 پرداختند. آنان به بررسی تأثیر طول شیار تزریق ثانویه بر
 عملکرد نازل پرداختند. نتایج عددی آنها نشان می دهد
 که با کاهش طول شیار، زاویه و بازدهی برداردهی
 افزایش می یابد. به طوری که با کاهش طول شیار و با نرخ
 تزریق جانبی ۷ درصد، مقدار زاویه برداردهی از ۱۲
 درجه به ۲۰ درجه افزایش می یابد.

ویو و همکاران [20] نیز به بررسی عوامل مؤثر بر
 عملکرد یک نازل دوگلوگاه پرداختند. آنان در پژوهش

پردازش می‌شود. سپس مدل‌های آشفته‌گی و احتراقی مورد استفاده در پژوهش حاضر به‌طور خلاصه بیان می‌شوند. در ادامه روش حل عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد و در انتهای این بخش روابط حاکم بر نازل‌ها به‌طور خلاصه مورد مرور قرار می‌گیرند.

معادلات حاکم. جریان جت در مطالعه حاضر به‌صورت پایا، دوبعدی، آشفته و تراکم‌پذیر فرض می‌شود. چگالی به‌واسطه معادله گاز ایده‌آل تعریف می‌گردد. لزجت مولکولی با استفاده از رابطه ساترلند به‌صورت تابعی از دما فرض شده‌است و اثرات گرانش ناچیز در نظر گرفته می‌شود. براساس این فرضیات، معادلات انتقال میانگین‌گیری‌شده فاوره (Favre-averaged) به‌صورت زیر بیان می‌شوند [34]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ji} - \langle \rho u_i' u_j' \rangle) \quad (2)$$

معادله انتقال گونه‌های شیمیایی:

$$\frac{\partial(\rho u_i Y_k)}{\partial x_i} = -\frac{\partial}{\partial x_i} J_k + \dot{\omega}_k \quad (3)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\lambda + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} - \sum_{k=1}^N \frac{\partial}{\partial x_i} h_k J_k + \frac{\partial(u_i \tau_{ij})}{\partial x_j} + \dot{Q} \quad (4)$$

شار پخش گونه شیمیایی k ام:

عملکرد را ایجاد می‌کند. هم‌چنین در بازه نسبت فشار بین ۲ تا ۴، ضریب تخلیه نازل بین ۰/۸۵ تا ۰/۹۳ تغییر می‌کند. پژوهش‌های ارزنده دیگری نیز در زمینه عملکرد نازل‌های دوگلوگاه صورت گرفته‌است که خواننده برای اطلاعات بیشتر به آنها ارجاع داده می‌شود [28-33]. نازل دوگلوگاه به‌عنوان یک تکنولوژی نوین در سیستم‌های کنترل بردار تراست، دارای ظرفیت عظیم پژوهشی و کاربردی می‌باشد. بررسی مطالعات قبلی نشان می‌دهد که تمرکز تحقیقات تاکنون بیشتر بر بهینه‌سازی هندسی این نازل‌ها بوده‌است و به همین دلیل تنها از سیال‌های غیرواکنش‌پذیر هم‌چون هوا برای تزریق جانبی استفاده شده‌است و از سیال‌های واکنش‌پذیر هم‌چون سوخت‌های هیدروکربنی استفاده نگردیده‌است. هدف از پژوهش حاضر، شبیه‌سازی جریان در یک نازل دوگلوگاه همراه با تزریق جانبی سوخت‌های هیدروکربنی مختلف می‌باشد. در این پژوهش، ضمن مقایسه نتایج عددی با داده‌های آزمایشگاهی گزارش شده در تحقیقات قبلی، به مطالعه تأثیر نوع سوخت تزریق‌شده بر عملکرد برداردهی نازل پرداخته می‌شود. بدین منظور تزریق هفت سوخت مختلف شامل سه سوخت سبک متان، اتان و پروپان و چهار سوخت سنگین اکتان، سوخت دیزل، کروسین و نفت‌گاز مورد شبیه‌سازی قرار می‌گیرد و نتایج آنها با نتایج تزریق سیال غیرواکنش‌پذیر هوا مقایسه می‌گردد. بنابراین نوآوری پژوهش حاضر در مطالعه تزریق جانبی سوخت‌های هیدروکربنی مختلف و تأثیر نوع سوخت بر عملکرد برداردهی نازل دوگلوگاه است که در تحقیقات قبلی بدان پرداخته نشده‌است. عملکرد نازل دوگلوگاه مورد نظر، توسط پارامترهای مختلفی از جمله زاویه برداردهی، بازدهی برداردهی، ضریب تخلیه و ضریب تراست مورد ارزیابی قرار گرفته‌است که در ادامه به‌طور کامل شرح داده خواهند شد.

معادلات حاکم و روش مدل‌سازی

در این بخش ابتدا به معادلات حاکم بر فیزیک جریان

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon \quad (11)$$

که $C_\mu = 0.09$ یکی از ثابت‌های مدل است. معادلات انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی k و نرخ اتلاف آن ε در ادامه آورده شده‌اند:

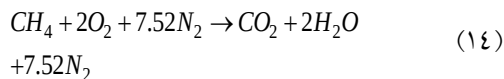
$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (12)$$

$$+ G_k - Y_k$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] \quad (13)$$

$$+ G_\varepsilon - Y_\varepsilon$$

در معادلات فوق σ_ε و σ_k اعداد پراپرتی آشفتگی برای k و ε هستند. G_k و Y_k عبارت‌های تولید و اتلاف برای k هستند، در حالی که G_ε و Y_ε عبارت‌های تولید و اتلاف برای ε می‌باشند. به منظور مدل‌سازی واکنش‌های شیمیایی، سازوکار تک‌مرحله‌ای برای احتراق سوخت در نظر گرفته شده‌است. به‌طور نمونه واکنش شیمیایی متان- هوا به صورت زیر بیان می‌شود:



مخلوط گازها شامل پنج گونه شیمیایی می‌باشد. سوخت‌های مایع نیز در حالت بخار فرض می‌شوند. در یک محفظه احتراق واقعی، آشفتگی نقشی کلیدی در اختلاط هوا- سوخت و جابه‌جایی جریان‌های واکنش‌دهنده و فرآورده ایفا می‌کند. در پژوهش حاضر مدل اتلاف گردابه (Eddy-dissipation) [34,35] به منظور محاسبه نرخ مورد استفاده قرار گرفته‌است. به دلیل این‌که در پژوهش حاضر واکنش سوخت بسیار سریع است، نرخ کلی واکنش تابع اختلاط آشفته است و یا به عبارتی احتراق محدود شده به اختلاط است. مدل اتلاف گردابه که از ارتقای مدل فروشکست گردابه

$$J_k = - \left(\rho D_{m,k} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} - \frac{D_{T,k}}{T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5)$$

انتالپی مخلوط گازها:

$$h = \sum_{k=1}^N h_k Y_k \quad (6)$$

که انتالپی گونه شیمیایی k ام به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$h_k = h_{f,k}^\circ + \int_{T^0}^T C_{p,k} dT \quad (7)$$

مجموعه معادلات قبلی به وسیله معادله حالت گاز ایده‌آل

$$p = \rho R_u T \sum_{k=1}^N \left(\frac{Y_k}{M_k} \right) \quad (8)$$

و معادله بقای کلی گونه‌ها تکمیل می‌شود:

$$\sum_{k=1}^N (Y_k) = 1 \quad (9)$$

مدل‌های آشفتگی و احتراقی. مدل آشفتگی $k-\varepsilon$

استاندارد به منظور مدل‌سازی تنش‌های رینولدز مورد استفاده قرار گرفته‌است. در این مدل رابطه بین تنش‌های رینولدز و لزجت آشفتگی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$-\langle \rho u'_i u'_j \rangle = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (10)$$

که μ_t همان لزجت آشفته است و با رابطه زیر به دست می‌آید:

نظر قرار گرفته‌اند. به‌منظور محاسبه ظرفیت حرارتی فشار ثابت، هدایت حرارتی و لزجت مخلوط گازی، قانون اختلاط گاز ایده‌آل مورد استفاده قرار گرفته‌است. ظرفیت حرارتی هریک از گونه‌های شیمیایی به‌صورت چند جمله‌ای‌های تکه‌ای تابع دما فرض شده‌است. لزجت هر یک از گونه‌های شیمیایی نیز با قانون ساترلند و به‌صورت تابعی از دما در نظر گرفته شده‌است، درحالی‌که هدایت حرارتی برای هر گونه شیمیایی ثابت فرض شده‌است.

روابط حاکم بر نازل‌ها. به‌منظور ارزیابی عملکرد نازل‌ها، معیارها و پارامترهای مختلفی ارائه گردیده‌است؛ از جمله ضریب تخلیه، ضریب تراست، زاویه برداردهی، بازدهی برداردهی و درصد افت تراست [19]. یک معیار دیگر به نام نسبت تراست به دبی جرمی نیز در این پژوهش مورد استفاده قرار گرفته‌است. این معیارها در ادامه معرفی خواهند شد. ضریب تخلیه (C_d) معیاری از مقایسه دبی جرمی عبوری از نازل واقعی با دبی جرمی ایده‌آل نازل است:

$$C_d = \frac{w_p + w_s}{w_{ip}} \quad (17)$$

$$w_{ip} = \frac{P_0 A_{throat}}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (18)$$

که w_p و w_s به‌ترتیب دبی جرمی جریان اصلی و جریان ثانویه است، درحالی‌که w_{ip} دبی جرمی نازل در حالت ایده‌آل می‌باشد. $\gamma = 1.4$ بیانگر نسبت گرمای ویژه، ثابت گاز هوا و P_0 و T_0 بیانگر فشار و دمای سکون در ورود می‌باشند. ضریب تراست (C_f) نیز معیاری از مقایسه تراست نازل واقعی با تراست ایده‌آل نازل است:

$$C_f = \frac{F_r}{F_{ip} + F_{is}} \quad (19)$$

(Eddy-breakup) به‌دست آمده‌است، به‌دلیل سرعت محاسباتی بالا یکی از مدل‌های احتراقی محبوب به‌شمار می‌آید و نتایج قابل قبولی برای جریان‌های احتراقی غیرپیش‌آمیخته ارائه می‌کند. در این مدل نرخ خالص تولید گونه شیمیایی i معادل با کمترین مقدار بین دو عبارت زیر تعریف می‌شود:

$$\omega_i = v'_i M_i A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v'_R M_R} \right) \quad (15)$$

$$\omega_i = v'_i M_i A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_p Y_p}{\sum_{j=1}^N v''_j M_j} \quad (16)$$

در معادلات فوق v' و v'' به‌ترتیب ضرایب استوکیومتری و واکنش‌دهنده‌ها و فرآورده‌ها می‌باشند. M وزن مولکولی، ρ چگالی، ε/k بیانگر مقیاس زمانی گردابه‌های آشفته هستند. زیرنویس‌های R و P به‌ترتیب بیانگر واکنش‌دهنده‌ها و فرآورده‌ها می‌باشند. $A = 4.0$ و $B = 0.5$ نیز ثوابت تجربی می‌باشند. رابطه (15) بیان می‌کند که نرخ واکنش به‌وسیله گونه شیمیایی دارای غلظت کمتر در مخلوط واکنش‌دهنده‌ها (سوخت یا اکسیدکننده) تعیین می‌شود. درحالی‌که رابطه (16) نشان می‌دهد که نرخ واکنش هم‌چنین به‌وسیله اتلاف گردابه‌های داغ محصولات و یا انتشار شعله کنترل می‌شود. از بین دو عبارت فوق، مقدار کوچک‌تر به‌عنوان نرخ نهایی واکنش انتخاب می‌گردد.

روش حل عددی. محاسبات با استفاده از حلگر تجاری انسیس فلوئنت (Ansys Fluent v19.0) انجام شده‌است. یک حلگر دوبعدی پایا بر مبنای فشار با دقت مضاعف به‌منظور مطالعه جریان احتراقی مورد استفاده قرار گرفته‌است. معادلات حاکم به‌وسیله روش مرتبه دوم پادبادسو (Upwind) گسسته‌سازی شده‌است. خواص ترمودینامیکی وابسته به دما و گونه‌های شیمیایی نیز مورد

حاضر مورد استفاده قرار گرفته است، درصد افت تراست می باشد. این کمیت نشان می دهد که با تزریق جانبی، نسبت به حالت بدون تزریق جانبی چه میزان از تراست نازل کاسته می شود:

= درصد افت تراست

$$\frac{F_{r,non-injecting} - F_{r,injecting}}{F_{r,non-injecting}} \times 100\% \quad (24)$$

درصد افت تراست کمتر نشان دهنده عملکرد مطلوب تر نازل است. کمیت آخر نسبت نیروی تراست به دبی جرمی کل نازل $F_r / (w_p + w_s)$ است. این کمیت نشان می دهد که چه میزان نیروی تراست به ازای واحد دبی جرمی تولید شده است.

هندسه مطالعاتی، شبکه محاسباتی

و شرایط مرزی

هندسه تحقیق تجربی فلام و همکاران [15] به عنوان هندسه مبنا در پژوهش حاضر انتخاب گردیده است که در بخش بعد با استفاده از آن اعتبارسنجی روش عددی انجام خواهد گردید. این هندسه در شکل (۱-الف) نشان داده شده است. برای مطالعه حاضر زاویه تزریق $\alpha = 150^\circ$ و طول حفره $l = 3.0$ به دلیل ایجاد بیشترین زاویه برداردهی و بازدهی برداردهی انتخاب گردیده است. همچنین نسبت فشار نازل نیز در مقدار $NPR = 4$ ثابت نگه داشته شده است. به منظور انجام شبیه سازی های عددی، شبکه سازمان یافته دوبعدی با استفاده از انسیس مشینگ (Ansys meshing v19.0) تولید شده است. برای بررسی استقلال حل عددی از شبکه، میدان جریان واکنشی تزریق متان به وسیله سه شبکه مختلف با تعداد سلول متفاوت با استفاده از مدل $k-\epsilon$ مورد تحلیل قرار گرفته است. جزئیات این سه شبکه در جدول (۱) ذکر گردیده است.

$$F_{ip} + F_{is} = (w_p + w_s) \cdot \sqrt{RT_0 \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left[1 - \left(\frac{P_{ambient}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (20)$$

در روابط فوق F_{ip} و F_{is} بیانگر تراست ایده آل جریان اصلی و جریان ثانویه می باشند. درحالی که $F_r = \sqrt{F_a^2 + F_n^2}$ بیانگر نیروی تراست واقعی برآیند است. F_a تراست محوری و F_n تراست عمودی است. $P_{ambient} = 101 \text{ kPa}$ نیز فشار محیط می باشد. زاویه برداردهی تراست که میزان زاویه انحراف بردار نیرو نسبت به راستای افقی را نشان می دهد، به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\delta_p = \tan^{-1} \left(\frac{F_n}{F_a} \right) \quad (8)$$

بازدهی برداردهی تراست (η) به صورت نسبت زاویه برداردهی به درصد تزریق جانبی تعریف می شود. بنابراین بیشترین مقدار آن ۱ نیست و هر مقداری می تواند اختیار کند. درصد تزریق جانبی سوخت به صورت زیر تعریف می شود:

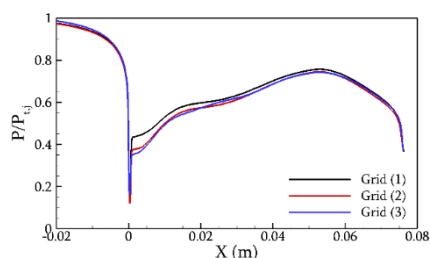
$$\phi = \frac{w_s}{w_s + w_p} \times 100\% \quad (9)$$

بازدهی برداردهی تراست نیز با رابطه زیر بیان می شود:

$$\eta = \frac{\delta_p}{\phi} (\text{deg}/\%) \quad (10)$$

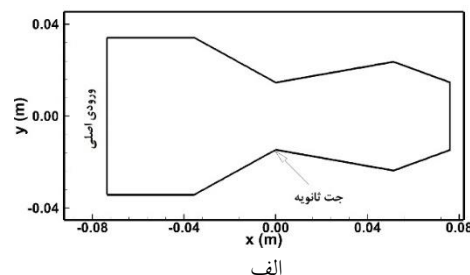
در حقیقت بازدهی برداردهی بیانگر زاویه برداردهی به ازای یک درصد تزریق جانبی است و یکای آن درجه بر درصد تزریق است. معیار دیگری که در پژوهش

مرجع برای ادامه تحلیل‌های عددی استفاده می‌شود. این شبکه در شکل (۱-ب) نشان داده شده است. همچنین جزئیات شبکه در نزدیکی محل تزریق جت ثانویه در شکل (۱-پ) نشان داده شده است. به منظور تحلیل دقیق‌تر لایه مرزی نقاط شبکه در نزدیکی دیواره‌ها ریز گردیده است. در جهت عمود بر دیواره، ضخامت اولین لایه طوری در نظر گرفته شده است تا مقدار y^+ حدود یک به دست آید. به دلیل مورب بودن برخی مرزهای میدان جریان، شبکه در برخی مناطق بر دیواره متعامد نیست؛ اما این پدیده تأثیری بر نتایج شبیه‌سازی ندارد؛ زیرا در حلگر مورد استفاده، میدان جریان ابتدا به دستگاه مختصات عمومی انتقال می‌یابد و سپس معادلات حاکم برای آن حل می‌شوند. دستگاه عمومی به نحوی انتخاب می‌گردد که هندسه و شبکه کاملاً متعامد باشند و معادلات در یک شبکه یکنواخت تحلیل می‌گردند.

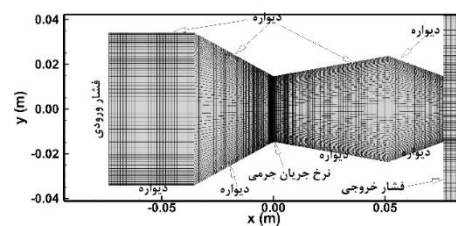


شکل ۲ توزیع فشار بی‌بعد روی دیواره فوقانی نازل برای شبکه‌های تولید شده

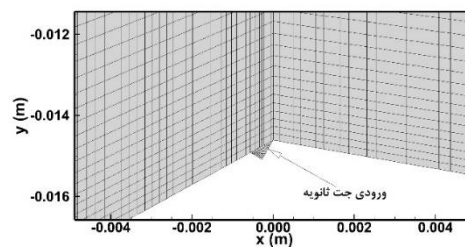
در مرز ورودی جریان اصلی (هوای ورودی)، فشار کل و دمای کل مشخص گردیده‌اند. همچنین در مرز ورودی جریان ثانویه (انژکتورهای سوخت)، دبی جرمی سوخت مشخص گردیده است. شدت توربولانس در ورودی برابر با ۱۰ درصد در نظر گرفته شده است و مقیاس طولی توربولانس برابر با قطر هیدرولیکی مقطع جریان (چهار برابر سطح مقطع جریان تقسیم بر محیط ترشده جریان) در نظر گرفته شده است. در مرز خروجی نیز شرط مرزی فشار ثابت معادل با فشار محیط (۱۰۱ کیلوپاسکال) اعمال گردیده است. روی دیواره‌ها شرط مرزی عدم لغزش، عایق حرارتی و عایق جرمی برای



الف



ب



پ

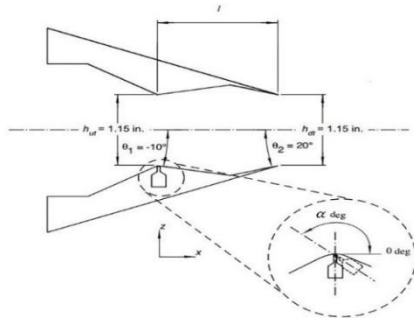
شکل ۱ (الف) هندسه نازل مورد مطالعه،
(ب) شبکه محاسباتی تولید شده برای میدان جریان،
(پ) جزئیات شبکه در محل تزریق جانبی

جدول ۱ تعداد سلول‌های شبکه‌های مختلف تولید شده

نام شبکه	شبکه (۱)	شبکه (۲)	شبکه (۳)
تعداد سلول	۱۹۰۰۰	۳۰۰۰۰	۳۸۰۰۰

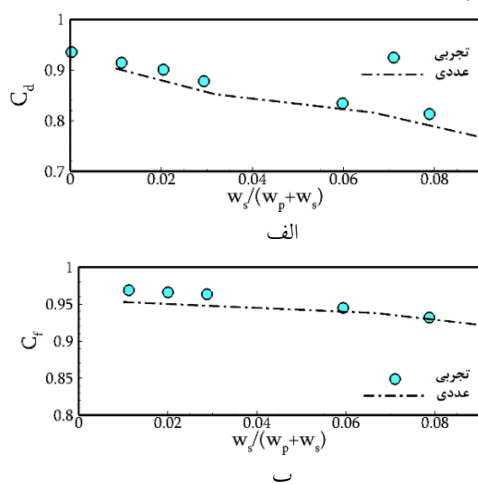
شکل (۲) توزیع فشار استاتیک بی‌بعد شده به وسیله فشار کل ورودی ($P/P_{t,i}$) بر روی دیواره فوقانی نازل در نرخ تزریق جانبی $\phi = 3\%$ را برای این سه شبکه نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج شبکه‌های (۲) و (۳) با یکدیگر تطابق خوبی دارند. لذا به منظور صرفه‌جویی در هزینه‌های شبیه‌سازی، از شبکه (۲) که دارای ۳۰ هزار سلول می‌باشد، به عنوان شبکه

علت این امر کاهش دبی جرمی عبوری از نازل و کاهش تراست نازل به دلیل تزریق است، که هر دوی این پدیده‌ها هزینه برداردهی می‌باشند.



شکل ۳ شماتیک نازل آزمایشگاهی فلام و همکاران به همراه ابعاد نازل (برگرفته از [15])

شکل (۵) نمودار تغییرات زاویه برداردهی و بازدهی برداردهی نازل با نرخ تزریق ثانویه را برای یک نازل به طول حفره ۲ اینچ و نسبت فشار $NPR = 4$ نشان می‌دهد. در این نمودار نیز تطابق خوبی بین داده‌های تجربی و عددی مشاهده می‌گردد. هم‌چنین می‌توان مشاهده کرد که با افزایش تزریق جانبی، زاویه برداردهی افزایش می‌یابد، ولی بازدهی برداردهی کاهش می‌یابد. این پدیده نتیجه مستقیم افزایش اندازه ناحیه چرخشی داخل حفره است که منجر به انحراف بیشتر جریان می‌گردد.



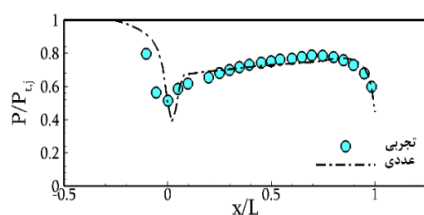
شکل ۴ تغییرات ضریب تخلیه (شکل الف) و ضریب تراست (شکل ب) نازل برحسب نرخ تزریق ثانویه جانبی (طول حفره ۳ اینچ و نسبت فشار ۴)

گونه‌های شیمیایی (شار حرارتی و جرمی صفر) اعمال گردیده‌است.

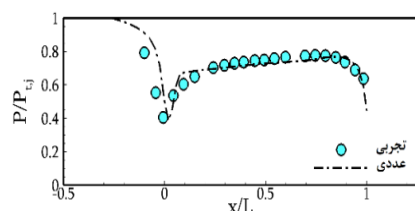
اعتبارسنجی روش عددی

در بخش معادلات حاکم ذکر شد که مدل آشفته‌گی $k-\epsilon$ استاندارد و مدل احتراقی اتلاف گردابه به‌منظور مدل‌سازی جریان آشفته واکنشی به‌کار رفته‌است. هم‌چنین ذکر شد که روش حل مورد استفاده در این پژوهش، روش پادبادسو از مرتبه دوم می‌باشد. در این بخش شبیه‌سازی‌های جریان مافوق صوت در نازل‌های دوگلوگاه به‌منظور اعتبارسنجی روش عددی انجام شده‌است. داده‌های تجربی از آزمایش‌های فلام و همکاران (۲۰۰۵) [15] گرفته شده‌است. آزمایش‌های آنان شامل اندازه‌گیری پارامترهای جریان مافوق صوت غیرواکنشی در یک نازل دوگلوگاه می‌باشد. شکل شماتیک نازل آزمایشگاهی تحقیق فلام و همکاران [15] در شکل (۳) نشان داده شده‌است. در آزمایش‌های آنان ضریب تخلیه، ضریب تراست، زاویه برداردهی، بازدهی برداردهی و توزیع فشار برحسب نسبت فشار نازل (NPR)، درصد تزریق جانبی و طول حفره اندازه‌گیری شده‌است. در پژوهش حاضر این جریان‌ها مورد شبیه‌سازی قرار می‌گیرند و پارامترهای مذکور از طریق مدل‌سازی عددی محاسبه می‌شوند و با مقادیر تجربی مقایسه می‌گردند. زاویه تزریق (α) در مقدار ۱۵۰ درجه ثابت شده‌است. به دلیل حجم بالای داده‌های تجربی، برخی از آنها انتخاب گردیده و با مقادیر عددی مقایسه شده‌است. سعی گردیده‌است که موارد انتخابی از نظر شرایط عملکردی تا حد امکان متنوع باشند. نتایج این مقایسه در شکل‌های (۷-۴) نشان داده شده‌است.

شکل (۴) نمودار تغییرات ضریب تخلیه و ضریب تراست نازل با نرخ تزریق ثانویه را برای یک نازل به طول حفره ۳ اینچ و نسبت فشار $NPR = 4$ نشان می‌دهد. تطابق خوبی بین داده‌های تجربی و عددی مشاهده می‌گردد. هم‌چنین مشاهده می‌گردد که با افزایش درصد تزریق ثانویه، هر دو پارامتر تضعیف می‌شوند.



الف



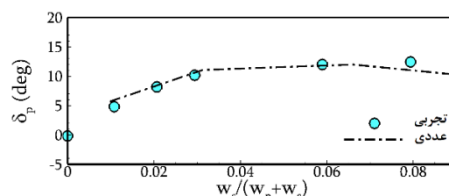
ب

شکل ۷ توزیع فشار بی‌بعد روی سطح بالایی (شکل الف) و پایینی (شکل ب) نازل (طول حفره ۲ اینچ و نسبت فشار ۴)

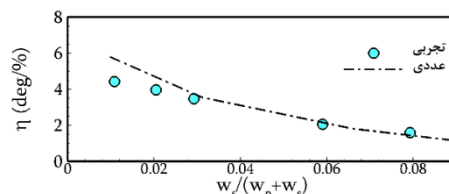
شکل (۷) نمودار توزیع فشار استاتیک بدون بعد را بر روی سطح داخلی نازل، برای یک نازل بدون تزریق جانبی با نسبت فشار $NPR = 4$ و طول حفره ۲ اینچ نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، برای توزیع فشار نیز تطابق خوبی بین نتایج تجربی و عددی مشاهده می‌شود. همچنین واضح است که موقعیت حداقل فشار در گلوگاه بالادستی یعنی $x/L = 0$ رخ می‌دهد.

بررسی نتایج

در قسمت‌های قبل ذکر شد که از حلگر تجاری انسیس فلونت ۱۹.۰ به منظور انجام شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است. مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استاندارد و مدل احتراقی اتلاف گردابه به منظور مدل‌سازی جریان آشفته واکنشی به کار رفته است. همچنین ذکر شد که روش حل مورد استفاده در این پژوهش، روش پادبادسو از مرتبه دوم می‌باشد. هفت سوخت مختلف شامل متان، اتان، پروپان، نفت سفید (کروسین)، سوخت دیزل، گازوئیل و اکتان به منظور تزریق جانبی مورد استفاده قرار گرفته است. در این قسمت نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی تزریق جانبی این سوخت‌ها مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. در ابتدا به منظور درک بهتر میدان جریان، توزیع عدد ماخ، فشار و چگالی برای تزریق



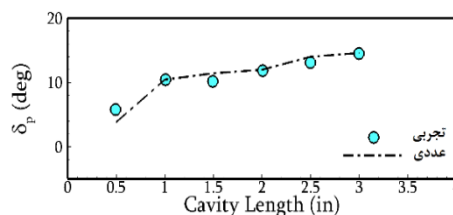
الف



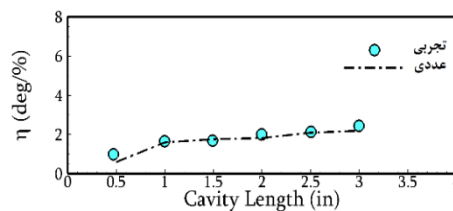
ب

شکل ۵ تغییرات زاویه برداردهی (شکل الف) و بازدهی برداردهی (شکل ب) نازل برحسب نرخ تزریق ثانویه جانبی (طول حفره ۲ اینچ و نسبت فشار ۴)

شکل (۶) نمودار تغییرات زاویه برداردهی و بازدهی برداردهی نازل با طول حفره را برای یک نازل با نسبت فشار $NPR = 4$ و ۶ درصد تزریق جانبی نشان می‌دهد. این شکل‌ها نشان می‌دهند که برخلاف ضریب تخلیه و ضریب تراست، زاویه و بازدهی برداردهی حساسیت بالایی به طول حفره دارند. با افزایش طول حفره هردوی این پارامترها بهبود می‌یابند، به‌طوری‌که نازلی با طول حفره ۳ اینچ بهترین عملکرد را از این نظر داراست.



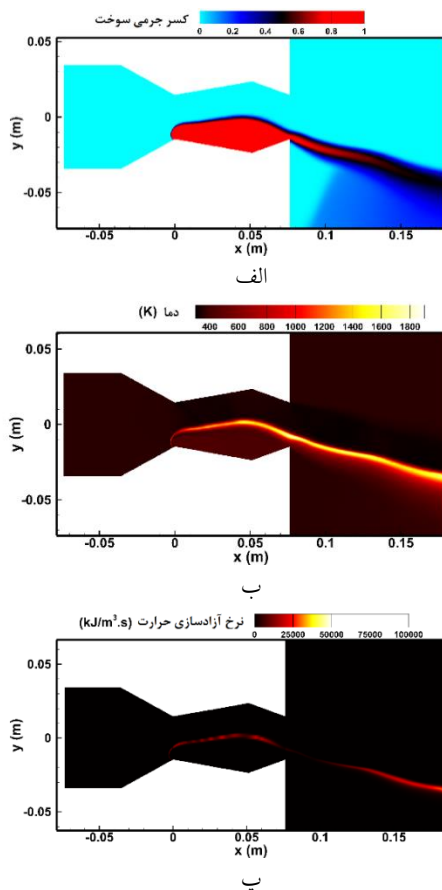
الف



ب

شکل ۶ تغییرات زاویه برداردهی (شکل الف) و بازدهی برداردهی (شکل ب) نازل برحسب طول حفره (۶ درصد تزریق ثانویه و نسبت فشار ۴)

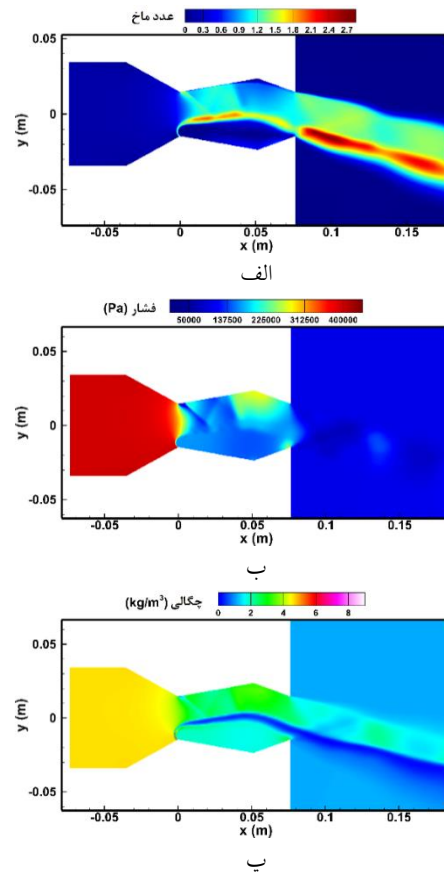
کانتور کسر جرمی سوخت نشان می‌دهد که داخل حفره از سوخت پر شده‌است، ولی در ادامه به دلیل رخ دادن احتراق، از غلظت سوخت کاسته می‌شود. کانتور دما نشان می‌دهد که بیشینه دما در حدود ۱۹۰۰ کلوین می‌باشد و یک ناحیه دما بالا در لایه برشی بین جریان اصلی و ناحیه چرخشی داخل حفره تشکیل شده‌است. این ناحیه دما بالا در لایه تماس بین سوخت و اکسیدکننده که بیشترین نرخ آزادسازی حرارت را داراست، دیده می‌شود. کانتور نرخ آزادسازی حرارت به خوبی این لایه را نشان می‌دهد. همین لایه که دارای بیشترین دما می‌باشد، طبیعتاً دارای کمترین چگالی نیز هست که در شکل (۸-پ) مشاهده شد.



شکل ۹ (الف) توزیع غلظت سوخت برای تزریق جانبی پروپان با نرخ تزریق ۹ درصد، (ب) توزیع دما، (پ) توزیع نرخ آزادسازی حرارت

همان‌طور که قبلاً ذکر شد، از هفت سوخت مختلف

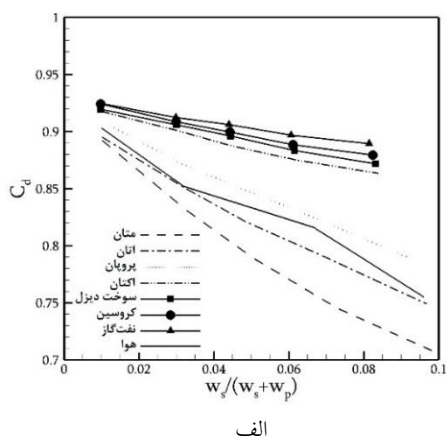
جانبی پروپان با نرخ تزریق ۹ درصد مورد بررسی قرار می‌گیرد. این کانتورها در شکل (۸) نشان داده شده‌است. تمام کانتورها نشان می‌دهند که برداردهی (انحراف جریان اصلی از راستای افق) با تزریق جانبی محقق شده‌است. علت این پدیده تشکیل ناحیه جریان چرخشی داخل حفره به دلیل جدایش جریان ناشی از تزریق جانبی است. همچنین امواج ضربه‌ای مایل که در پایین دست هر دو گلوگاه تشکیل شده‌اند، نیز در هر سه کانتور قابل مشاهده می‌باشند. در کانتور چگالی مشاهده می‌شود که یک ناحیه کم‌چگالی در لایه برشی بین جریان اصلی و جریان ثانویه تشکیل شده‌است. در ادامه خواهیم دید که علت تشکیل این ناحیه، بالا بودن دما در این لایه است.



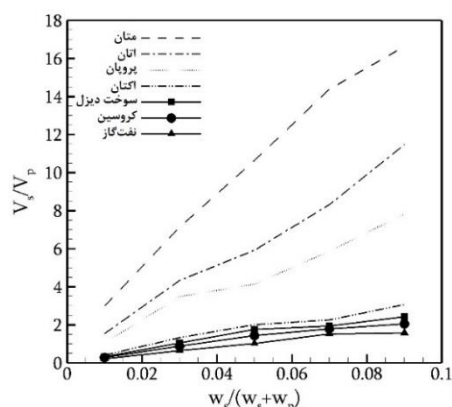
شکل ۸ (الف) توزیع عدد ماخ برای تزریق جانبی پروپان با نرخ تزریق ۹ درصد، (ب) توزیع فشار استاتیک، (پ) توزیع چگالی

توزیع‌های کسر جرمی سوخت، دما و نرخ آزادسازی حرارت در شکل (۹) نشان داده شده‌است.

تزریق سوخت‌های سنگین شامل اکتان، سوخت دیزل، نفت‌گاز، کروسین و حتی پروپان به‌جای هوا موجب بهبود ضریب تخلیه نازل می‌گردد. به‌طور نمونه تزریق نفت‌گاز در حالت غیرواکنشی ضریب تخلیه را به بالای ۰/۹۱ افزایش می‌دهد؛ درحالی‌که تزریق سوخت‌های سبک متان و اتان موجب تضعیف ضریب تخلیه می‌گردد. برای حالت واکنشی نیز تزریق سوخت‌های سنگین دیزل، نفت‌گاز، اکتان و کروسین در درصد‌های تزریق بالا موجب بهبود ضریب تخلیه می‌گردد. تزریق نفت‌گاز در حالت واکنشی ضریب تخلیه‌ای به‌میزان ۰/۸۷ را رقم می‌زند. درحالی‌که تزریق سوخت‌های سبک متان، اتان و پروپان در حالت احتراقی موجب تضعیف آن می‌شود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که نسبت سرعت V_s/V_p نقشی اساسی ایفا می‌کند. بدین معنا که هرچه نسبت سرعت کمتر باشد (یعنی سوخت‌های سنگین‌تر) ضریب تخلیه قوی‌تر است. سوخت نفت‌گاز که داری کمترین نسبت سرعت است، در عین حال بیشترین ضریب تخلیه را ایجاد می‌کند. علت آن نیز می‌تواند این باشد که سیال ثانویه با مومنتوم کمتری به داخل نازل پرتاب می‌شود و عبور جریان اصلی را با ممانعت کمتری مواجه می‌کند. به‌طور کلی می‌توان گفت که حالت‌های غیراحتراقی ضریب تخلیه بهتری نسبت به حالت‌های احتراقی دارند؛ زیرا تزریق سوخت در حالت احتراقی، به‌علت انبساط حجمی ممانعت بیشتری برای عبور جریان ایجاد می‌کند و ضریب تخلیه را کاهش می‌دهد.



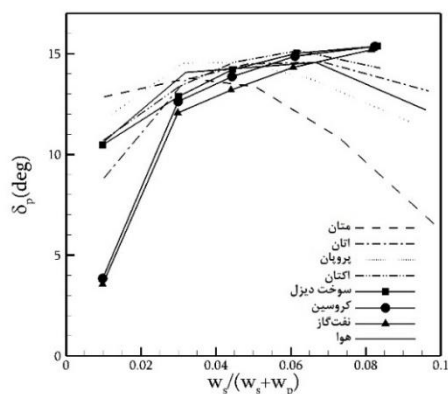
برای تزریق جانبی استفاده شده‌است. این سوخت‌ها به‌دلیل داشتن چگالی‌های متفاوت، دارای سرعت‌های تزریق متفاوت در نرخ تزریق ثانویه یکسان می‌باشند. طبیعتاً هرچه سوخت سنگین‌تر (دارای چگالی بالاتر) باشد، در نرخ تزریق جانبی یکسان، سرعت تزریق جانبی آن پایین‌تر است. در شکل (۱۰) نسبت سرعت تزریق ثانویه به سرعت جت اصلی (V_s/V_p) برحسب نرخ تزریق ثانویه برای جریان احتراقی نشان داده شده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌گردد، سوخت‌های متان و اتان که سبک‌ترین سوخت‌ها می‌باشند، دارای بیشترین نسبت سرعت و سوخت‌های کروسین و نفت‌گاز که سنگین‌ترین سوخت‌ها هستند، داری کمترین نسبت سرعت می‌باشند.



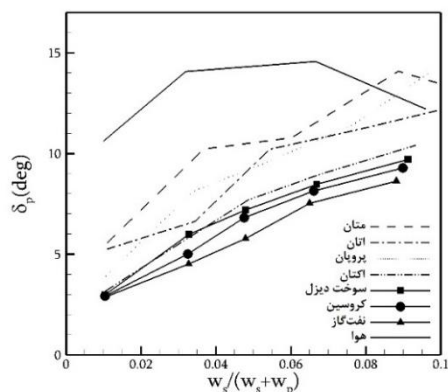
شکل ۱۰ نمودار تغییرات نسبت سرعت تزریق ثانویه به اولیه برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت احتراقی

در ادامه پارامترهایی که به‌عنوان معیار ارزیابی عملکرد نازل مورد استفاده قرار می‌گیرند، برای شبیه‌سازی تزریق سوخت‌های مختلف مورد بررسی قرار خواهند گرفت. هم‌چنین نتایج حاصل از تزریق جانبی هوا نیز برای مقایسه در کنار نتایج سوخت‌های مختلف قرار داده شده‌است. شکل (۱۱) نمودار تغییرات ضریب تخلیه نازل با درصد تزریق جانبی برای سوخت‌های مختلف در دو حالت غیرواکنشی و واکنشی را نشان می‌دهد. نمودارها نشان می‌دهند که در حالت غیرواکنشی

۱۵ درجه در نرخ تزریق ۸ درصد). همان‌طور که مشاهده می‌شود در حالت غیراحتراقی تزریق سوخت متان با نرخ تزریق بالا (بیشتر از ۰/۰۴) موجب تضعیف شدید زاویه برداردهی می‌گردد. علت این پدیده آن است که این سوخت دارای جرم مولکولی و چگالی پایینی می‌باشد، لذا مطابق با شکل (۱۰) در نرخ تزریق یکسان نسبت سرعت جریان ثانویه به اولیه (V_s/V_p) برای این سوخت بالاست (بیشتر از ۱۰ در محدوده ذکر شده)؛ یعنی سوخت با مومنتوم بسیار بالاتری نسبت به جریان اصلی به داخل نازل وارد می‌شود و این مومنتوم بسیار بالا در حرکت جریان اصلی اختلال ایجاد می‌کند و به جای کمک به برداردهی موجب تضعیف آن می‌گردد. به همین دلیل زاویه برداردهی مربوط به متان با افت شدید مواجه می‌شود.

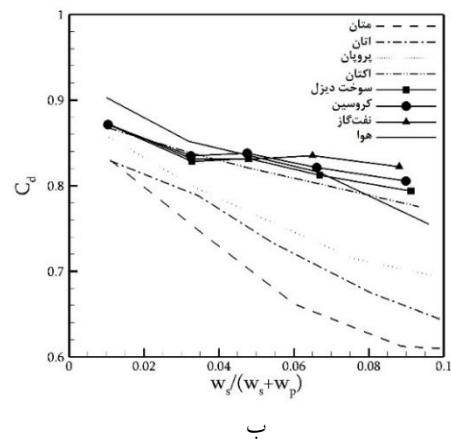


الف



ب

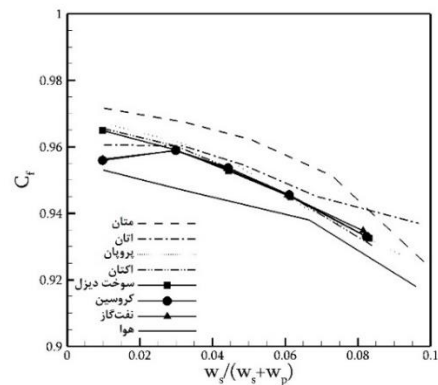
شکل ۱۳ نمودار تغییرات زاویه برداردهی نازل برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت‌های غیراحتراقی (شکل الف) و احتراقی (شکل ب)



ب

شکل ۱۱ نمودار تغییرات ضریب تخلیه نازل برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت‌های غیراحتراقی (شکل الف) و احتراقی (شکل ب)

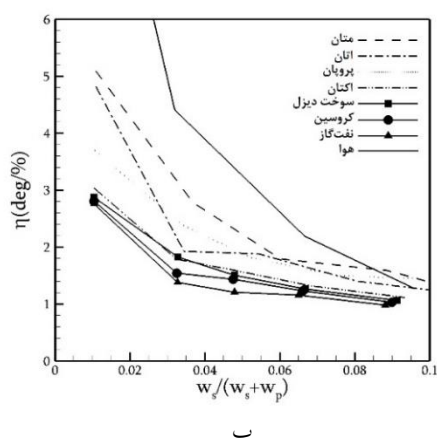
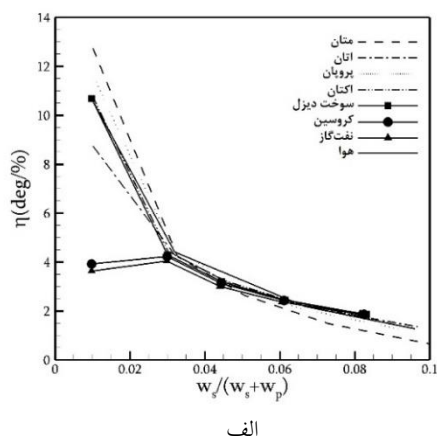
شکل (۱۲) نمودار تغییرات ضریب تراست نازل با درصد تزریق جانبی را برای سوخت‌های مختلف در حالت غیرواکنشی نشان می‌دهد. تزریق سوخت موجب بهبود ضریب تراست نازل می‌گردد و از این نظر تفاوتی بین سوخت‌های سنگین و سبک وجود ندارد. ولی سوخت‌های سبک ضریب تراست بالاتری ایجاد می‌کنند.



شکل ۱۲ نمودار تغییرات ضریب تراست نازل برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت‌های غیراحتراقی

شکل (۱۳) نمودار تغییرات زاویه برداردهی نازل با درصد تزریق جانبی برای سوخت‌های مختلف را در دو حالت غیرواکنشی و واکنشی نشان می‌دهد. این نمودارها نشان می‌دهند که در حالت غیراحتراقی سوخت دیزل و اکتان بیشترین زاویه برداردهی را ایجاد می‌کنند (حدود

نیز نقشی کلیدی ایفا می‌کند. یعنی نسبت سرعت بالاتر منجر به بازدهی بهتر می‌شود.



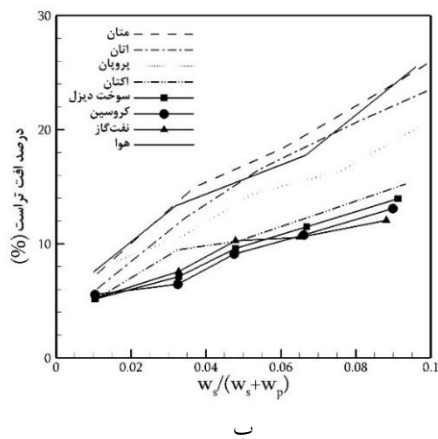
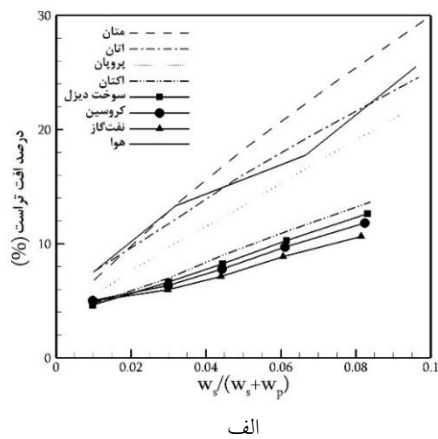
شکل ۱۴ نمودار تغییرات بازدهی برداردهی نازل برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت‌های غیراحتراقی (شکل الف) و احتراقی (شکل ب)

شکل (۱۵) نمودار تغییرات نسبت تراست به دبی جرمی نازل با درصد تزریق جانبی را برای سوخت‌های مختلف در دو حالت غیرواکنشی و واکنشی نشان می‌دهد. نمودار غیرواکنشی نشان می‌دهد که نسبت تراست به دبی جرمی برای همه سوخت‌ها تقریباً یکسان و برابر با هوا می‌باشد، اما برای حالت واکنشی نسبت تراست به دبی جرمی سوخت‌ها بیشتر از هوا است و این افزایش در پاره‌ای از موارد تا ۲۰ درصد می‌رسد. علت این پدیده آن است که انبساط ناشی از احتراق

در شکل (۱۳-ب) مشاهده می‌کنیم که فعال‌سازی احتراق فقط در نرخ‌های تزریق بالا (بیشتر از ۸ درصد) و فقط برای سوخت‌های سبک (متان، اتان و پروپان) موجب بهبود زاویه برداردهی می‌گردد (تا ۱۵ درجه) و در نرخ‌های پایین برای همه سوخت‌ها اثر منفی بر زاویه برداردهی دارد. برای حالت احتراقی زاویه برداردهی رابطه مستقیمی با پارامتر نسبت سرعت V_s/V_p دارد. به عبارتی نسبت سرعت بالاتر منجر به زاویه برداردهی بیشتر می‌شود. هم‌چنین در این شکل مشاهده می‌شود که سیال‌های هوا و متان علی‌رغم تولید زاویه برداردهی بالا، تغییرات نامنظمی از خود نشان می‌دهند. علت این پدیده نیز می‌تواند به وسیله نسبت سرعت V_s/V_p توضیح داده شود. هر دوی این سیال‌ها به دلیل داشتن جرم مولکولی و چگالی کمتر نسبت به بقیه سیال‌های تزریق‌شده، در نرخ تزریق یکسان دارای نسبت سرعت V_s/V_p بالاتری می‌باشند؛ لذا مطابق با توضیح ارائه‌شده در بند قبل، با افزایش نرخ تزریق، مومنتوم بسیار بالای جت ثانویه موجب ایجاد اختلال در مسیر حرکت جت اصلی می‌شود و فرآیند برداردهی را با اختلال مواجه می‌کند؛ ولی سایر سوخت‌ها به دلیل داشتن نسبت V_s/V_p پایین‌تر، دچار این اختلال نمی‌گردند.

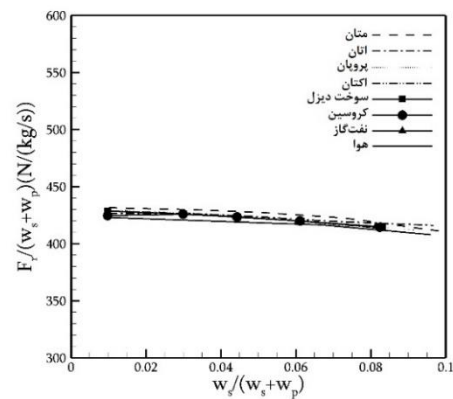
شکل (۱۴) نمودار تغییرات بازدهی برداردهی نازل با درصد تزریق جانبی برای سوخت‌های مختلف را در دو حالت غیرواکنشی و واکنشی نشان می‌دهد. تزریق سوخت در حالت غیراحتراقی تأثیر چندانی بر بازدهی برداردهی ندارد، چرا که به جز در نرخ‌های تزریق پایین، سوخت‌های مختلف بازدهی برداردهی تقریباً یکسانی دارند. در نرخ‌های تزریق پایین (حدود ۱ درصد)، سوخت متان دارای بیشترین بازدهی برداردهی به میزان ۱۳ درصد بر درصد تزریق است. ولی تزریق سوخت در حالت احتراقی غالباً موجب تنزل بازدهی برداردهی می‌گردد. فقط در نرخ‌های تزریق بالا (بیشتر از ۹ درصد) تزریق سوخت در حالت احتراقی بازدهی بهتری از هوا دارد. در حالت احتراقی، سوخت‌های سبک بازدهی برداردهی بالاتری نسبت به سوخت‌های سنگین دارند. به عبارتی می‌توان گفت نسبت سرعت V_s/V_p در اینجا

نشان‌دهنده عملکرد بهتر است. نمودارها نشان می‌دهند که به‌جز دو سوخت متان و اتان، تزریق بقیه سوخت‌ها برای هر دو حالت غیرواکنشی و واکنشی، درصد افت تراست بهتری نسبت به تزریق هوا دارد. حالت احتراقی و غیراحتراقی از این نظر تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند. سه سوخت سنگین نفت‌گاز، کروسین و دیزل داری کمترین درصد افت تراست به میزانی کمتر از ۱۰ درصد می‌باشند. در این‌جا نیز مشاهده می‌گردد که سوخت‌های سبک‌تر که نسبت سرعت V_s/V_p بالاتری دارند، افت تراست بالاتری را نیز تجربه می‌کنند. این پدیده نیز می‌تواند به علت ممانعت از عبور جریان در مونتوم تزریق جانبی بالاتر باشد.

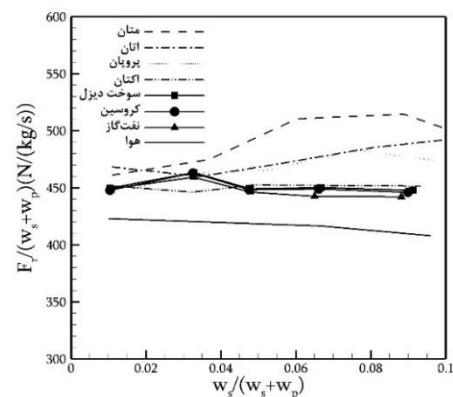


شکل ۱۶ نمودار تغییرات درصد افت تراست نازل (نسبت به حالت بدون تزریق) برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت‌های غیراحتراقی (شکل الف) و احتراقی (شکل ب)

موجب شتاب دادن به سیال خروجی از نازل می‌شود و سرعت خروجی آن را افزایش می‌دهد. در نتیجه تراست افزایش می‌یابد. این افزایش برای سوخت‌های سبک متان، اتان و پروپان محسوس‌تر است. یعنی نسبت تراست به دبی جرمی با نسبت سرعت V_s/V_p رابطه مستقیمی دارد.



الف



ب

شکل ۱۵ نمودار تغییرات نسبت تراست به دبی جرمی نازل برحسب درصد تزریق جانبی سوخت‌های مختلف برای حالت‌های غیراحتراقی (شکل الف) و احتراقی (شکل ب)

شکل (۱۶) نمودار تغییرات درصد افت تراست نازل با درصد تزریق جانبی را برای سوخت‌های مختلف در دو حالت غیرواکنشی و واکنشی نشان می‌دهد. همان‌طور که قبلاً ذکر شد، درصد افت تراست برای نازل‌های دارای تزریق جانبی نسبت به حالت بدون تزریق جانبی محاسبه می‌شود. بنابراین هرچه قدر مقدار آن کمتر باشد،

نتیجه‌گیری

نوآوری اصلی در پژوهش حاضر، تزریق جانبی سوخت‌های واکنش‌پذیر به جای سیالات غیرواکنش‌پذیر در نازل‌های دوگلوگاهه می‌باشد. در این پژوهش تأثیر نوع سوخت تزریق‌شده بر عملکرد سیستم کنترل بردار تراست، با استفاده از مدل آشفته‌گی $k-\epsilon$ به همراه مدل احتراقی اتلاف گردابه مورد شبیه‌سازی قرار گرفته‌است. تأثیر تزریق جانبی هفت سوخت هیدروکربنی مختلف شامل متان، اتان، پروپان، اکتان، سوخت دیزل، کروسین و نفت‌گاز بر عملکرد نازل در دو حالت احتراقی و غیراحتراقی مورد مطالعه قرار گرفته‌است. پارامترهای عملکردی نازل شامل ضریب تخلیه، ضریب تراست، زاویه برداردهی، بازدهی برداردهی، نسبت تراست به دبی جرمی و درصد افت تراست به منظور ارزیابی عملکرد نازل مورد استفاده قرار گرفته‌است. مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده به شرح زیر است:

- نتایج حاصل از اعتبار‌سنجی تطابق بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهند. این مطلب نشان‌دهنده دقت بالای روش عددی در پیش‌بینی جریان تراکم‌پذیر در داخل نازل دوگلوگاهه می‌باشد.
- تزریق سوخت‌های سنگین‌تر موجب ایجاد ضریب تخلیه بالاتری می‌گردد. به‌عنوان نمونه تزریق نفت‌گاز ضریب تخلیه را تا بالای ۰/۹۱ افزایش می‌دهد.
- بیشترین زاویه برداردهی در جریان غیراحتراقی توسط سوخت دیزل و اکتان ایجاد می‌شود که برابر با ۱۵ درجه در نرخ تزریق ۸ درصد است. فعال‌سازی احتراق فقط در نرخ‌های تزریق بیشتر از ۸ درصد و فقط برای سوخت‌های سبک (متان، اتان و پروپان) موجب بهبود زاویه برداردهی می‌گردد.
- سوخت‌های سبک بازدهی برداردهی بالاتری نسبت به سوخت‌های سنگین دارند. به‌عنوان نمونه

در نرخ‌های تزریق پایین (حدود ۱ درصد)، سوخت متان دارای بیشترین بازدهی برداردهی به میزان ۱۳ درجه بر درصد تزریق است.

- تزریق سوخت‌های سبک موجب افزایش نسبت تراست به دبی جرمی به میزان حداکثر ۲۰ درصد می‌شود.
- سه سوخت سنگین نفت‌گاز، کروسین و دیزل دارای کمترین درصد افت تراست به‌میزانی کمتر از ۱۰ درصد می‌باشند.
- به‌طور کلی تزریق سوخت‌های سبک از نظر ضریب تراست، بازدهی برداردهی و نسبت تراست به دبی جرمی عملکرد بهتری دارند، ولی سوخت‌های سنگین از نظر ضریب تخلیه، زاویه برداردهی و درصد افت تراست بهتر هستند.
- نسبت سرعت تزریق ثانویه به سرعت جت اصلی (V_s/V_p) نقشی کلیدی در تأثیر تزریق هر یک از سوخت‌های سنگین و سبک ایفا می‌کند.

واژه‌نامه

Thrust-vector control	کنترل بردار نیروی پیش‌ران
(TVC)	
Shock-vector control	کنترل بردار ضربه
Throat-shifting	جاب‌جایی گلوگاه نازل
Counterflow	جریان مخالف‌الجهت
NASA Langley Research Center	مرکز تحقیقات لانگلی ناسا
Dual-throat nozzle	نازل دوگلوگاهه
(DTN)	
Span Angle	زاویه گسترده‌گی
Nozzle Pressure Ratio (NPR)	نسبت فشار نازل
Bypass	کنارگذر

P_0	فشار سکون	Favre-averaged	میانگین گیری شده
Φ	نرخ آزادسازی حرارت		فاوره
R	ثابت گاز هوا	Eddy-dissipation	اتلاف گردابه
R_u	ثابت جهانی گازها	Eddy-breakup	فروشکست گردابه
Sc	عدد اشمیت	Upwind	پادبادسو
T	دما		
T_0	دمای سکون		
u_i	مؤلفه سرعت در جهت i ام	A_{throat}	مساحت گلوگاه نازل
w_p	نرخ جریان وزنی جت اولیه	C_d	ضریب تخلیه نازل
w_s	نرخ جریان وزنی جت ثانویه	C_f	ضریب تراست سیستم
w_{ip}	نرخ جریان وزنی ایده آل جت اولیه	$C_{p,k}$	ظرفیت حرارتی مخصوص در فشار ثابت
x_i	مختصات جهت i ام		
Y_k	کسر جرمی گونه k	C_μ	ثابت مدل
γ	نسبت حرارت های مخصوص	F_a	تراست محوری
δ_p	زاویه برداردهی تراست	F_{ip}	تراست ایزونتروپیک ایده آل جریان اولیه
ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفستگی	F_{is}	تراست ایزونتروپیک ایده آل جریان ثانویه
η	بازدهی برداردهی تراست	F_n	تراست عمودی
λ	ضریب هدایت حرارتی	F_r	تراست برآیند
μ	لزجت مولکولی دینامیکی	h	انتالپی
μ_t	لزجت آشفستگی دینامیکی	h_k	انتالپی گونه شیمیایی k
ν	ضرایب استوکیومتری	$h_{f,k}^o$	انتالپی استاندارد تشکیل گونه شیمیایی k
ρ	چگالی		
σ_ε	عدد پراختل آشفستگی برای ε	J_k	شار پخش گونه شیمیایی k
σ_k	عدد پراختل آشفستگی برای k	k	انرژی جنبشی آشفستگی
τ_{ij}	تنش برشی	M_k	وزن مولکولی گونه شیمیایی k
ϕ	درصد تزریق ثانویه از کل جریان جرمی عبوری	NPR	نسبت فشار نازل
		P	فشار
$\dot{\omega}_k$	نرخ تولید خالص گونه شیمیایی k ام	$P_{ambient}$	فشار محیط

مراجع

1. Flamm, J., Deere, K., Mason, M., Berrier, B. and Johnson, S., "Experimental Study of an Axisymmetric

- Dual Throat Fluidic Thrust Vectoring Nozzle for Supersonic Aircraft Application", In 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, (2007).
2. Waithe, K. and Deere, K., "An Experimental and Computational Investigation of Multiple Injection Ports in a Convergent-Divergent Nozzle for Fluidic Thrust Vectoring", In 21st AIAA Applied Aerodynamics Conference, (2003).
 3. Wing, D.J., "Static Investigation of Two Fluidic Thrust-Vectoring Concepts on a Two-Dimensional Convergent-Divergent Nozzle", National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center, (1994).
 4. Wu, K., Kim, T.H. and Kim, H.D., "Theoretical and Numerical Analyses of Aerodynamic Characteristics on Shock Vector Control", *Journal of Aerospace Engineering*, . Vol. 33, No. 5, p.04020050, (2020).
 5. Wu, K. and Dong Kim, H., "Numerical Study on the Shock Vector Control in a Rectangular Supersonic Nozzle", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part G, Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 233, No. 13, pp. 1-23, (2019).
 6. Deng, R., Setoguchi, T. and Kim, H.D., "Large Eddy Simulation of Shock Vector Control Using Bypass Flow Passage", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 62, P. 474481, (2016).
 7. Dores, D., Madruga Santos, M., Krothapalli, A., Lourenco, L., Collins, E., Alvi, F., Strykowski, P., "Characterization of a Counterflow Thrust Vectoring Scheme on a Gas Turbine Engine Exhaust Jet", In 3rd AIAA Flow Control Conference, (2006).
 8. Wu, K., Kim, T. and Kim, H., "Sensitivity Analysis of Counterflow Thrust Vector Control with a Three-Dimensional Rectangular Nozzle", *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 34, P.4020107, (2021).
 9. Wu, K., Jin, Y. and Kim, H.D., "Hysteretic Behaviors in Counter-Flow Thrust Vector Control", *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 32, P. 4019041 (2019).
 10. Wu, K., Kim, T.H., Kochupulickal, J.J. and Kim, H.D., "Assessment of the Counter-Flow Thrust Vector Control in a Three-Dimensional Rectangular Nozzle", *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 24, No.1, pp. 34-46, (2020).
 11. Deere, K., "Summary of Fluidic Thrust Vectoring Research at NASA Langley Research Center", In 21st AIAA Applied Aerodynamics Conference, (2003).
 12. Yagle, P.J., Miller, D.N., Ginn, K.B. and Hamstra, J.W., "Demonstration of Fluidic Throat Skewing for Thrust Vectoring in Structurally Fixed Nozzles", In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers, (2000).
 13. Flamm, J., "Experimental Study of a Nozzle Using Fluidic Counterflow for Thrust Vectoring", In 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, (1998).
 14. Deere, K., Berrier, B., Flamm, J. and Johnson, S., "A Computational Study of a Dual Throat Fluidic Thrust Vectoring Nozzle Concept", In 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, (2005).

15. Flamm, J., Deere, K., Berrier, B., Johnson, S. and Mason, M., "Experimental Study of a Dual-Throat Fluidic Thrust-Vectoring Nozzle Concept", In *41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, (2005).
16. Deere, K., Flamm, J., Berrier, B. and Johnson, S., "Computational Study of an Axisymmetric Dual Throat Fluidic Thrust Vectoring Nozzle for a Supersonic Aircraft Application", In *43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, (2007).
17. Flamm, J., Deere, K., Mason, M., Berrier, B. and Johnson, S., "Design Enhancements of the Two-Dimensional, Dual Throat Fluidic Thrust Vectoring Nozzle Concept", In *3rd AIAA Flow Control Conference*, (2006).
18. Deere, K., Berrier, B., Flamm, J. and Johnson, S., "Computational Study of Fluidic Thrust Vectoring Using Separation Control in a Nozzle", In: *21st AIAA Applied Aerodynamics Conference*, (2003).
19. حامدی، ه.، جهرمی، م.، محمودی، م. و پیرکندی، ج.، «بررسی عددی تأثیر سطح مقطع تزریق جریان ثانویه بر میزان چرخش زاویه بردار نیرو در نازل های دارای دو گلوگاه»، *مهندسی مکانیک مدرس*، سال پانزده، 125-117، (۱۳۹۴).
20. Wu, K.X., Kim, T.H. and Kim, H.D., "Numerical Study of Fluidic Thrust Vector Control Using Dual Throat Nozzle", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol.14, No.1, p73-87, (2021).
21. Gu, R. and Xu, J., "Effects of Cavity on the Performance of Dual Throat Nozzle During the Thrust-Vectoring Starting Transient Process", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.136, P.14502, (2014).
22. Gu, R. and Xu, J., "Dynamic Experimental Investigations of a Bypass Dual Throat Nozzle", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol.137, No.8, (2015).
23. Gu, R., Xu, J. and Guo, S., "Experimental and Numerical Investigations of a Bypass Dual Throat Nozzle", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol.136, No.8, (2014).
24. Wang, Y., Xu, J., Huang, S., Jiang, J. and Pan, R., "Design and Preliminary Analysis of the Variable Axisymmetric Divergent Bypass Dual Throat Nozzle", *Journal of Fluids Engineering*, Vol.142, No.6, (2020).
25. Wang, Y.-S., Xu, J.-L., Huang, S., Lin, Y.-C. and Jiang, J.-J., "Experimental and Numerical Investigation of an Axisymmetric Divergent Dual Throat Nozzle", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G*, Vol.234, No.3, pp.563-573, (2020).
26. Hamed-Estakharsar, M.H. and Mahdavy-Moghaddam, H., "Experimental Evaluation and Numerical Simulation of Performance of the Bypass Dual Throat Nozzle", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G*. 0954410020959886, (2020).
27. Hamed-Estakharsar, M.H., Ferlauto, M. and Mahdavy-Moghaddam, H., "Numerical Study of Secondary Mass Flow Modulation in a Bypass Dual-Throat Nozzle", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G*, Vol.235, No.4, pp.488-500, (2021).
28. Ferlauto, M. and Marsilio, R., "A Numerical Method for the Study of Fluidic Thrust-Vectoring", *Adv. Aircr.*

- Spacer. Sci.* 3, No.4, P.367, (2016).
29. Ferlauto, M. and Marsilio, R., "Numerical Investigation of the Dynamic Characteristics of a Dual-Throat-Nozzle for Fluidic Thrust-Vectoring", *AIAA J.*, Vol.55, pp.86-98, (2017).
 30. Ferlauto, M. and Marsilio, R., "Open and Closed-Loop Responses of a Dual-Throat Nozzle During Fluidic Thrust Vectoring", In *52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, (2016).
 31. Shin, C.S. and Kim, H.D., Setoguchi, T., Matsuo, S., "A Computational Study of Thrust Vectoring Control Using Dual Throat Nozzle", *Journal of Thermal Science*, Vol.19, No.6, pp.486-490, (2010).
 32. Wang, Y., Xu, J. and Huang, S., "Study of Starting Problem of Axisymmetric Divergent Dual Throat Nozzle", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.139, No.6, (2017).
 33. Huang, S., Xu, J., Yu, K., Wang, Y. and Pan, R., "Design and Experimental Study of a Bypass Dual Throat Nozzle with the Ability of Short/Vertical Takeoff and Landing", *Aerospace Science and Technology*, 107301, (2021).
 34. Magnussen, B.F. and Hjertager, B.H., "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion", In *Symposium (international) on Combustion*. Elsevier, (1977).
 35. Spalding, D.B. "Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames", In: *Symposium (International) on Combustion*. Elsevier (1971).

Numerical Analysis of Fuel Injection Impacts on Thrust-Vectoring in a Dual Throat Nozzle

Mohammad Reza Salimi¹, Rasoul Askari²

Majid Hasani³

1. Introduction

Fluidic thrust-vectoring (FTV) employs injecting a secondary fluid into the boundary layer of a primary jet to deflect the flow and perform vectoring for fighter aircraft applications. FTV system provides some advantages including being lightweight, simple, inexpensive, and fixed geometry. Dual-throat nozzle (DTN) is a novel technique that attains larger thrust vectoring efficiencies than the preceding methods such as throat shifting, without any deficiency in system thrust ratio. Previous investigations have focused on the geometrical optimization of DTN, and using non-reactive fluids such as air for side-injection has been dominant. Therefore, due attention has not been paid to the effects of fuel injection in these nozzles. The main objective of this study is investigating injecting different hydrocarbon fuels in order to see the impacts of fuel type on the overall vectoring performance of a dual-throat nozzle.

2. Governing equations and numerical scheme

Steady state, 3D and compressible Navier-Stokes equations are solved using coupled method for the numerical solutions of the supersonic reacting flow within the dual throat nozzle. Standard $k - \epsilon$ model along with eddy-dissipation model are invoked to close turbulence and combustion interactions. Governing equations are discretized by the second-order upwind scheme. Different assessment parameters such as discharge coefficient, thrust ratio, thrust-vector angle, and thrust-vectoring efficiency are invoked to evaluate thrust-vectoring performance of the nozzle.

3. Geometry and boundary conditions

Experimental configuration of Flamm et al. is selected as the base geometry of this study, which is shown in the Figure 1. Injection angle and cavity length are fixed at $\alpha = 150^\circ$ and $l = 3.0''$, respectively, while the nozzle pressure ratio is $NPR = 4$. At the primary inlet a pressure-inlet boundary condition is imposed, while the mass-

flow condition is specified for the secondary inflow. At the outlets a pressure-outlet condition is applied and the walls are specified as no-slip, adiabatic and impenetrable.

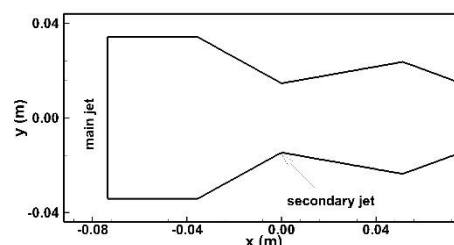


Figure 1. Geometry of dual-throat nozzle

4. Results and Discussion

In the present study, the injection of seven different fuels including methane, ethane, propane, octane, diesel fuel, kerosene, and gasoil were investigated. Both reacting and non-reaction conditions were studied. Figure 2 shows the nozzle discharge coefficient for different fuels in the reacting conditions. The results show that heavier fuels provide higher discharge coefficients. Gasoil has the best discharge coefficient among these fuels with $C_d = 0.87$.

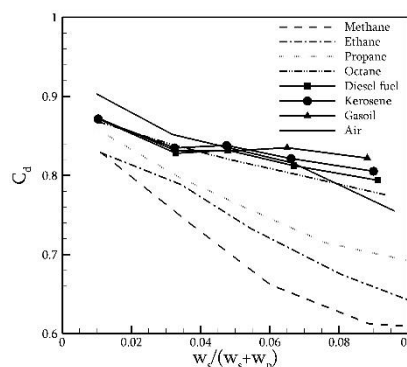


Figure 2. Variation of discharge coefficient with side-injection rate for different fuels in the reacting conditions

Figure 3 presents the thrust vector angle for different fuels in both reacting and non-reacting conditions. In the non-reacting conditions, diesel fuel and octane have the largest thrust-vector angle (around 15 degrees in $\phi = 8\%$), whereas in the reacting conditions, methane provides the

¹ Corresponding Author, Assistant professor, Aerospace Research Institute, Tehran, Iran.

² PhD of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

³ Instructor, Shahid Sattari University, Tehran, Iran.

highest vectoring angle. Activating the reaction improves the vectoring angle only in the high injection rates.

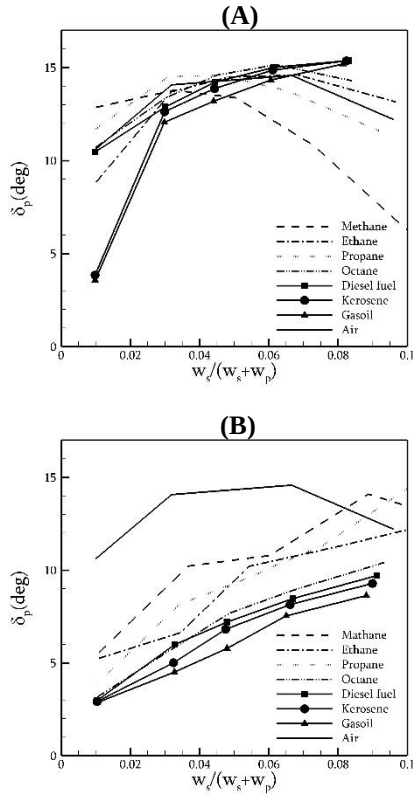


Figure 3. Variation of vectoring angle with side-injection rate for different fuels in the non-reacting (A) and reacting (B) conditions

Figure Figure 4 displays vectoring efficiency for different fuels in both reacting and non-reacting conditions. In the non-reacting conditions, different fuels have nearly a similar efficiency, whereas in the reacting conditions methane has the largest efficiency. Figure 5 depicts the nozzle thrust-to-mass-flow ratio for different fuels for the reacting conditions. It can be seen that fuels provide a higher ratio relative to air. The difference is more than 20% for some fuels. This can be attributed to the volume expansion established by the combustion, which accelerates the flow coming out of the nozzle and enhances the thrust. Lighter fuels such as methane and ethane have the highest thrust-to-mass-flow ratio.

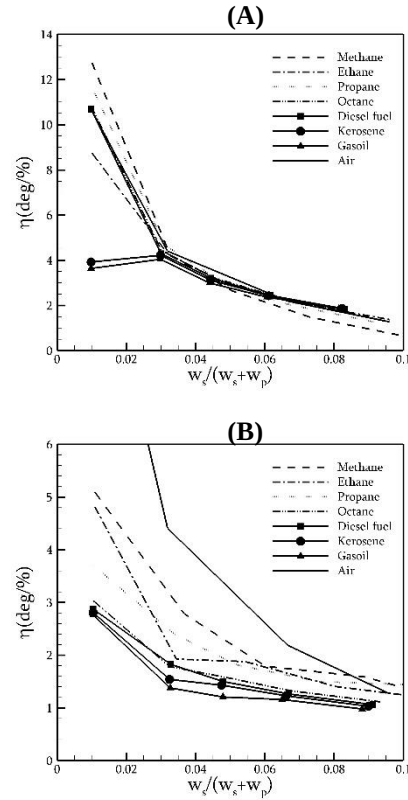


Figure 4. Variation of vectoring efficiency with side-injection rate for different fuels in the non-reacting (A) and reacting (B) conditions

In general, light fuels offer a better performance in terms of thrust ratio, thrust-vectoring efficiency, and thrust-to-mass-flow ratio, whereas heavy fuels have a better performance in terms of discharge coefficient, thrust-vector angle, and thrust-loss percentage.

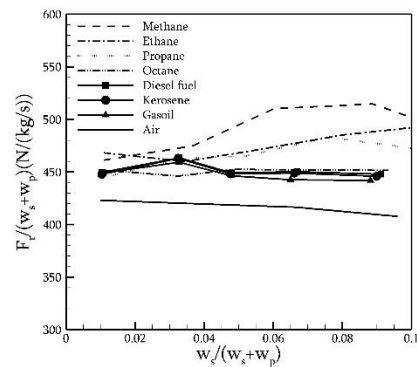


Figure 5. Variation of thrust-to-mass-flow ratio with side-injection rate for different fuels in the reacting conditions.

خنک کاری مجموعه باتری های لیتیوم-یون با استفاده از نانوسیال توسط چاه حرارتی*

مقاله پژوهشی

اکرم جهان بخشی^(۱) افشین احمدی ندوشن^(۲) مرتضی بیاره^(۳)

چکیده در پژوهش حاضر خنک کاری مجموعه ای از باتری های لیتیوم-یون (انباره)، توسط چاه حرارتی (heat sink) میکروکانالی دارای میکرولوله های موجی شکل به همراه نانوسیال نقره- (آب- اتیلن گلیکول ۵۰٪) بررسی شده است. برای حل معادلات و کوپل میدان سرعت و فشار، از نرم افزار انسیس-فلوئنت و روش سیمپل (Simple) استفاده شده است. نتایج نشان می دهد، این سیستم می تواند دمای انباره لیتیوم-یون را بین ۲۹۵ تا ۳۰۵ درجه کلوین حفظ کند و در تمام غلظت های مطالعه شده، ماکزیمم اختلاف دمایی در سطح انباره، به ترتیب ۵ و ۷ درجه کلوین است. هم چنین مشخص شد که افزایش غلظت نانوسیال دمای یکنواخت تری را برای انباره فراهم می آورد و در رینولدزهای بالاتر، اگرچه توزیع دما یکنواخت تر است اما افزایش غلظت نانوسیال اثر محسوسی ندارد، مثلاً در $Re = 300$ با افزایش غلظت از صفر تا ۱٪، بهبود یکنواختی دمای سطح ۴/۵٪ است. از طرفی افزایش عدد رینولدز بر قدرت پمپاژ سیال خنک کننده تأثیر منفی دارد. هم چنین نرخ تولید آنتروپی حرارتی و اصطکاکی با افزایش کسر حجمی نانوذرات کاهش می یابد به طوری که در غلظت ۱٪ میزان کاهش آنتروپی اصطکاکی نسبت به سیال خالص برابر ۹٪ است.

واژه های کلیدی خنک کاری، باتری های لیتیوم-یون، چاه حرارتی، موجی شکل، میکروکانال، میکرولوله، نانوسیال.

مقدمه

این عرصه صنعتی بوده است تا جایگزین خودروهای احتراق داخلی شوند. این نسل از خودروها دارای باتری به عنوان بخش ذخیره ساز انرژی در قوای محرکه خود هستند [2]. ماشین های الکتریکی در بسیاری از موارد شبیه ماشین بنزینی و گازویلی هستند و تنها تفاوت آنها جایگزینی موتور احتراق با یک باتری قابل شارژ است. این باتری، موتور الکتریکی را تأمین می کند و موتور الکتریکی، چرخ ها را به حرکت در می آورد. به طور کلی باتری ها پرکاربردترین نوع سامانه ذخیره انرژی هستند که دارای قیمت کم، قابلیت جابه جایی آسان و توانایی کار در شرایط مختلف هستند. باتری ها انرژی برق را به روش آزاد شدن انرژی نهفته در مواد شیمیایی موجود در خود، تولید می کنند. باتری های لیتیوم-یون، در بین

باتری های لیتیوم-یون، به دلیل ظرفیت حرارتی مناسب، طول عمر نسبتاً بالا و نرخ تخلیه پایین خود به خود، در مقایسه با سایر انواع باتری ها در صنایع مختلفی از جمله در خودروهای الکتریکی به کار گرفته می وند؛ اما چالش های متعددی در استفاده از این باتری ها وجود دارد که می توان به پایداری حرارتی و یا انفجار آنها در اثر گرم شدن بیش از اندازه و یا توزیع حرارت غیر یکنواخت اشاره نمود؛ لذا طراحی و کاربرد یک سیستم خنک کننده باتری و مدیریت حرارتی که قادر به ایجاد شرایط کاری مناسب و ایمن باشد، مورد توجه است [1]. در سال های اخیر ایده ارائه خودروهای تمام الکتریکی، هیبرید الکتریکی و پیل سوختی بسیار مورد توجه فعالان

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۹/۱۴ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۱۰/۲۵ می باشد.

(۱) دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد

(۲) نویسنده مسئول: دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد

(۳) دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد

انواع دیگر باتری‌ها، باتوجه به قیمت تمام‌شده پایین‌تر، طول عمر بالاتر و چگالی انرژی بالا، مورد توجه و کاربرد بیشتری در صنعت خودروهای الکتریکی هستند. پیشرفت چشم‌گیر در فناوری باتری‌های لیتیوم- یون سبب شده‌است تا صاحبان صنایع و پیشگامان عرصه فناوری بتوانند محصولات جدید مانند انواع ماهواره و فضاپیما، ایستگاه‌های فضایی، خودروهای برقی و هیبریدی و انواع وسایل ارتباطی پیشرفته را به بازار معرفی کنند. هم‌چنین نوع فناوری مورد استفاده در متالورژی این نوع باتری‌ها سبب شده‌است باتری‌های قابل انعطاف و انحناپذیر نیز به بازار معرفی شوند [3-4]؛ به‌عنوان مثال ساختار یک سلول باتری لیتیوم- یون مدل ۱۸۶۵ شامل یک جعبه استوانه‌ای به قطر ۱۸ میلی‌متر و طول ۶۵ میلی‌متر و یک سری است که درون آنها دورپیچی برگرفته از کاتد، جداکننده و آند به‌ترتیب در کنار یکدیگر و غوطه‌ور در محلول الکترولیت قرار دارند. جنس کاند سلول باتری لیتیوم- یون عموماً از ۲٪ آلومینیوم، ۱۱٪ لیتیوم، ۱۴٪ کبالت و ۷۳٪ نیکل تشکیل شده‌است. هم‌چنین آند سلول مذکور از گرافیت (کربن) خالص تشکیل شده‌است. اشاره شد که مشکلات گرمایی موجود مربوط به این باتری‌ها استفاده از آنها را برای مصارف بالای انرژی، با محدودیت‌هایی روبه‌رو کرده‌است؛ زیرا بالا بودن دمای عملکردی در این باتری‌ها می‌تواند به‌طور مؤثری منجر به کاهش طول عمر آنها شود و حتی سبب ایجاد احتراق و آتش‌سوزی نیز گردد. به‌طور کلی عملکرد مطلوب باتری‌های لیتیوم- یون، تنها بستگی به شرایط دمایی باتری دارد، زیرا این باتری‌ها نسبت به دمای کاری به‌شدت حساس هستند و باید در یک بازه دمایی مشخص مورد استفاده قرار گیرند. از سوی تولیدکنندگان این باتری‌ها، بهترین دمای کارکرد، ماکزیمم تا ۴۵ درجه سلسیوس بیان شده‌است و تأکید شده‌است که نباید از محدوده ایمن آنها یعنی ۶۰

درجه سلسیوس بیشتر گردد. از این‌رو مطالعات پیرامون سیستم‌های مدیریت حرارتی این باتری‌ها امروزه مورد توجه بسیاری از پژوهشگران است و مطالعاتی پیرامون سامانه‌های خنک‌کننده مؤثر با کارایی بالا به‌منظور مدیریت گرمایی این تجهیزات انجام گرفته‌است. در تحقیقات انجام‌گرفته به‌منظور برآورده کردن شرایط مطلوب مدیریت حرارتی و حفظ دمای باتری‌ها در محدوده استاندارد و ایمن، به روش‌های متنوعی هم‌چون خنک‌کاری با هوا، خنک‌کاری با انواع مایع و نانوسیالات، لوله حرارتی و استفاده از مواد تغییر فاز دهنده اشاره شده‌است [5-8]. در پژوهش حاضر نیز به کاربرد میکروچاه حرارتی با هندسه‌ای جدید، برای خنک‌کاری این باتری‌ها پرداخته شده‌است. در ادامه باید اشاره کرد که در سال‌های اخیر ساخت ابزارها در ابعاد بسیار کوچک سبب انجام تحقیقات گسترده علمی در زمینه سیستم‌های میکروسیالی و میکروالکترو مکانیکی شده‌است. میکروکانال‌ها و میکروپمپ‌ها یکی از اجزای اساسی این گونه سیستم‌ها هستند. میکروکانال عبارت است از تعداد زیادی کانال با ابعاد میکرو و طول مشخص بین ۱ تا ۱۰۰ میکرومتر که در سطح غیرفعال الکتریکی تجهیز مورد نظر قرار می‌گیرد و برای دفع گرمای منتشر شده کاربرد دارد. میکروکانال‌ها به‌دلیل داشتن مزیت‌های بسیار از قبیل ابعاد هندسی کوچک، نسبت سطح به حجم بالا، رسانایی گرمایی بالا در بدنه جامد و هم‌چنین نیاز به مقدار حجم کم از سیال خنک- کننده، به‌عنوان یک راه حل عملی مفید برای دفع گرما از تجهیزات الکترونیکی می‌باشند [9]. در طراحی تمامی انواع سیستم‌های مدیریت حرارتی لازم است که در ابتدا رفتار حرارتی باتری به‌خوبی شناخته و تحلیل گردد [10].

از جمله این مطالعات می‌توان به پژوهش لیانگ و همکاران [11] اشاره داشت که اثر دما، دبی جریان سیال

مورد بررسی قرار دادند. نتایج این مطالعه تجربی نشان داد که این سیستم مدیریت دمای کارکرد باتری را در محدوده کمتر از ۶۰ درجه سلسیوس نگه می‌دارد. محمدیان و ژانگ [16] یک سیستم خنک‌کاری جدید با جریان هوا را برای باتری‌های لیتیوم-یون ارائه کردند. در این طرح، کانال‌های جریان هوا دارای پره بودند و بیان کردند که وجود پره‌ها منجر به کاهش دمای بیشینه باتری و توزیع یکنواخت‌تر دما شده است.

در پژوهش انجام شده توسط پارک [17] خنک‌کاری مجموعه‌ای از باتری‌ها شامل ۳۶ باتری مستطیلی، به کمک یک سیستم شامل ۳۷ مسیر خنک‌کاری با جریان اجباری هوا به صورت عددی بررسی شده و نتیجه گرفته است که برای خنک‌کاری باتری به این روش، دبی جریان زیادی از هوا لازم است.

اشمالتزیگ و همکاران [18] یک مدل پیش‌بینی طول عمر باتری لیتیوم-یونی را براساس تست‌های تسریع شده بررسی کردند و توسعه دادند. ایشان به منظور بررسی اثر دماهای مختلف روی افت ظرفیت باتری، تست‌های عمر تقویمی انجام دادند و همچنین چند تست عمر سیکلی را نیز با استفاده از عمق دشارژهای مختلف بررسی کردند و در ادامه، داده‌های تست عمر سیکلی و عمر انبارداری را به منظور یافتن معادلات ریاضی استفاده کردند و نوع وابستگی زوال باتری به پارامترهای مختلف را مشخص نمودند.

در مطالعه تجربی وو و همکاران [19] استفاده از لوله‌های حرارتی برای خنک‌کاری باتری‌ها بررسی شد. آنها نشان دادند که توجه به سطح تماس موجب افزایش بازده در سیستم مورد نظر می‌شود. ایشان در ابتدا از دو لوله حرارتی برای سیستم مدیریت حرارتی باتری استفاده کردند که به دلیل نامناسب بودن سطح تماس، عملکرد مطلوبی در حفظ دمای باتری در محدوده مجاز نداشت. از این رو آنها برای افزایش انتقال حرارت، پخش و

خنک‌کننده و دمای محیط را برای یک سیستم خنک‌کاری لوله گرمایی بررسی کردند. ایشان نتیجه گرفتند که خنک‌کاری متناوب با مصرف انرژی کمتری همراه است و جایگزین مناسبی برای سیستم‌های خنک‌کاری پیوسته است. هم‌چنین دریافتند که دبی سیال خنک‌کننده دارای حد بیشینه در خنک‌کاری باتری می‌باشد.

مشایخی و همکاران [12] یک سیستم مدیریت حرارتی ارائه دادند و در میکروکانال‌های تعبیه شده برای بخش فعال از نانوسیال و در بخش غیرفعال از پارافین و فوم مسی استفاده کردند. ایشان در نتایج کار خود به تأثیر مثبت این سیستم ترکیبی در مدیریت حرارتی باتری‌ها اشاره کردند و بیان کردند اگر چه بازده سیستم‌های خنک‌کاری با مایع از سیستم‌های شامل جریان هوا بیشتر است، اما اغلب سنگین‌تر و پرهزینه‌تر هستند و هزینه‌های نگهداری بیشتری نیاز دارند.

کووان و همکاران [13] به بررسی خنک‌کاری یک باتری با استفاده از مایع عبوری از درون مینی کانال‌های اطراف آن پرداختند و نتیجه گرفتند که استفاده از این روش می‌تواند دمای باتری‌ها را در محدوده ۳۰۰ تا ۳۱۲ کلوین نگه دارد.

ساتو [14] به شبیه‌سازی ترمودینامیکی مقدار گرمای تولید شده در یک انباره پرداخت و نتایج این کار را با مطالعات آزمایشگاهی مقایسه نمود. وی تأکید داشت گرمای ورودی و خروجی به ترتیب به عمل شارژ و دشارژ انباره بستگی دارد و فاکتورهای تولید حرارت را به سه دسته تقسیم نمود: (۱) مقدار حرارت واکنش (Q_r)، (۲) مقدار حرارت قطبش (Q_p) و (۳) مقدار حرارت ژول (Q_J). علاوه بر این، میزان مشارکت هر یک از این عوامل را با تقسیم هر عامل تولید حرارت برای هر نرخ شارژ و تخلیه مشخص، به صورت کمی بیان کرد.

فنگ و همکاران [15] یک سیستم خنک‌کننده شامل جریان هوا و تبخیر آب را برای خنک‌کاری باتری‌ها

بهبود خواص سطح تماس، از آلومینیوم استفاده کردند و توانستند دمای کارکرد باتری را از ۴۵ درجه به حدود ۳۸ درجه کاهش دهند.

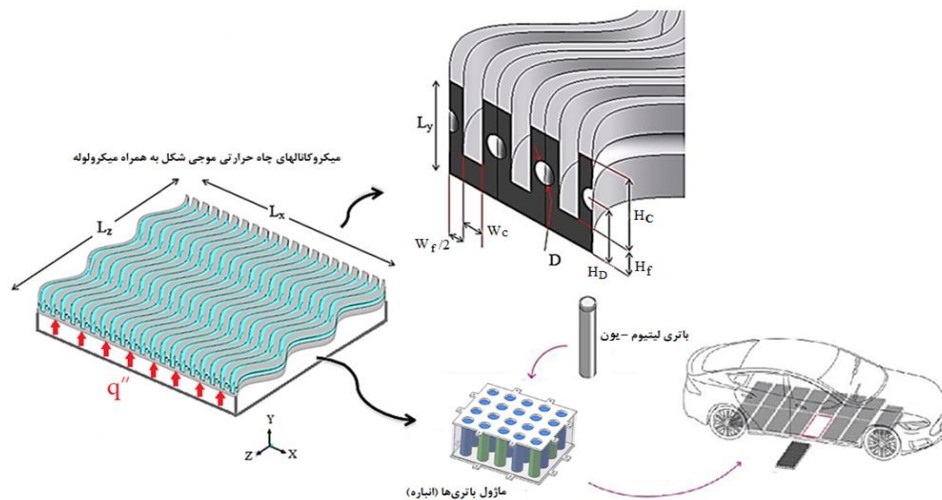
در مطالعات نلسون و همکارانش [20] مدلی از یک سیستم مدیریت گرمایی برای کنترل دما در مجموعه‌ای از باتری‌های لیتیوم- یون ارائه شد. آنها با در نظر گرفتن بدترین شرایط کاری از نظر نرخ دشارژ و توان مصرفی، نشان دادند که استفاده از یک سیال خنک‌کننده دی-الکتریک برای کنترل دمای باتری بسیار بهتر از هوا است. نتایج این مطالعه هم‌چنین نشان می‌دهد که عایق‌کاری محفظه باتری در تابستان، نرخ افزایش دمای باتری را به میزان چشم‌گیری کاهش می‌دهد.

کریمی و همکاران [21] با ارائه یک مدل ریاضی به بررسی عملکرد سیستم‌های متنوع در کنترل گرمای باتری‌ها پرداختند. ایشان گزارش دادند که استفاده از هوا به عنوان سیال خنک‌کننده و ایجاد جابه‌جایی اجباری در کنار چیدمان و هندسه مناسب کانال‌های خنک‌کننده، می‌تواند به عنوان سیستمی کارآمد و کم‌هزینه در کنترل دمای یک مجموعه باتری به کار رود.

ژائو و همکارانش [22] از روش خنک‌کاری توسط مایع برای باتری‌های استوانه‌ای استفاده کردند. هدف آنها نگهداری حداکثر دمای انباره باتری در محدوده ۲۵ درجه سانتی‌گراد و اطمینان از اختلاف دما در سلول‌ها بود. متغیرهایی که آنها در مطالعه خود بررسی کردند، نرخ جریان سیال، مسیر جریان سیال و اندازه ورودی سیستم خنک‌کننده بود. آنها توانستند توسط جریان سیال با سرعت برابر ۰/۰۰۱ کیلوگرم بر ثانیه، دمای باتری‌های استوانه‌ای را به کمتر از ۴۰ درجه سانتی‌گراد برسانند. براساس این نتایج مزایای سیستم خنک‌کاری مایع در مقایسه با سیستم جابه‌جایی طبیعی هوا بیان شده است. با مرور کلی تحقیقات انجام گرفته، این نتیجه حاصل می‌شود که به طور کلی خنک‌کاری باتری‌ها به سه

روش انجام می‌گیرد؛ به این صورت که اگر در فرآیند خنک‌کاری از انرژی خارجی برای به گردش درآوردن سیال استفاده شود این روش را روش فعال می‌نامند. در این روش معمولاً از هوا، آب یا جریان نانوسیال به عنوان سیال خنک‌کننده استفاده می‌شود و برای به حرکت در آوردن از تجهیزاتی هم‌چون پمپ یا فن استفاده می‌شود که انرژی مصرف می‌کنند. در روش دوم برای خنک‌کاری نیازی به مصرف انرژی نیست؛ به طور مثال می‌توان از مواد تغییر فاز دهنده برای طراحی یک سیستم مدیریت حرارتی استفاده کرد. سومین حالت خنک کردن را می‌توان کاربرد هم‌زمان دو روش قبلی دانست که به منظور بهره‌مندی از مزایای هر دو روش به کار می‌رود.

در این مقاله از چاه حرارتی میکروکانالی موجدار، دارای میکرولوله موجی شکل، به عنوان یک سیستم خنک‌کاری نوین برای خنک‌سازی انباره باتری لیتیوم- یون استفاده شده است و رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی این چاه حرارتی، مورد بررسی قرار گرفته است تا عملکرد آن برای ارائه یک سیستم مدیریت حرارت بهینه برای باتری‌های لیتیوم- یون، بیان گردد. علاوه بر شکل هندسی، انتخاب نوع سیال عامل در چاه حرارتی نیز دارای اهمیت است؛ لذا در این پژوهش به منظور بهبود عملکرد چاه حرارتی، نانوسیال زیستی نقره- (آب- اتیلن گلیکول ۵۰٪) در نظر گرفته شده است. درواقع در این پژوهش با ترکیب دو هندسه میکروکانال و میکرولوله در یک چاه حرارتی موجی شکل، تلاش شده است تا طراحی جدید از ساختار میکروچاه‌های خنک‌کننده برای مجموعه باتری‌ها ارائه شود.



شکل ۱. هندسه مسئله و کاربرد آن در خنک‌کاری انباره لیتیوم-یون

تشریح مدل

شکل (۱) کلیت هندسی میکروچاه حرارتی را نشان می‌دهد که دارای ۵۰ کانال موجی شکل است و بین هر دو میکروکانال یک میکرولوله موجی شکل افزوده شده است که اقدامی در جهت ارتقای ساختار هندسی و عملکرد این سیستم خنک‌کننده است. فرم موجی شکل کانال و لوله در طول هیت سینک به صورت یک تابع سینوسی براساس معادله (۱) در نظر گرفته شده‌اند.

$$S(z) = a_w \sin \frac{2\pi z}{L_w} \quad (1)$$

مقدار پارامترهای a_w و L_w برابر $138\mu\text{m}$ و $L_w = 5\text{mm}$ انتخاب شده است. این مقادیر براساس هندسه بهینه معرفی شده در پژوهش الراشد و همکاران که به بررسی یک هیت سینک میکروکانالی موجی شکل پرداخته‌اند، در نظر گرفته شده است [23]. باتوجه به ساختار شیمیایی و مواد تشکیل دهنده، باتری‌های لیتیوم-یون در یک بازه دمایی بین ۲۵ تا ۴۵ درجه سانتی‌گراد بهترین کارایی را از خود نشان می‌دهند [24]. افزایش دمای باتری بیشتر از این مقدار علاوه بر ملاحظات ایمنی، طول عمر باتری را کاهش می‌دهد و در نتیجه هزینه استفاده از آن را به شدت بالا خواهد برد. از طرفی برای

تأمین مصارف بالای انرژی تعداد زیادی از این سلول‌ها باید به صورت سری یا موازی کنار هم و در یک مجموعه (انباره) قرار گیرند. در نتیجه توزیع دمای به وجود آمده در این مجموعه باعث می‌شود که سلول‌های مختلف داخل مجموعه، دماهای متفاوتی را تجربه کنند. این امر باعث افت ولتاژ خروجی کل مجموعه و کاهش طول عمر سلول‌ها خواهد شد. باتوجه به مشکلات ذکر شده، یک سامانه مدیریت حرارتی باید بتواند علاوه بر کاهش دمای کل مجموعه، توزیع دمایی یکنواخت و یکسانی را برای انباره ایجاد کند. جدول (۱) پارامترهای ابعادی هندسی چاه حرارتی را مبتنی بر شکل (۱) نشان می‌دهد. در این مطالعه، جریان در محدوده آرام قرار دارد و برای مدل‌سازی و تحلیل عددی عملکرد خنک‌کننده باتری باید معادلات حاکم بر انباره و معادلات نانوسیال خنک-کننده حل شوند.

نانوسیال و معادلات حاکم. مفهوم نانوسیال به شکل جدیدی از محیط انتقال گرما اشاره دارد که از طریق مخلوط ساختن ذرات فلزی و غیرفلزی در مقیاس نانو در سیال پایه تولید می‌شوند و سیالات حاوی این ذرات دارای هدایت گرمایی بیشتری نسبت به سیالات خالص هستند. در یک بررسی آزمایشگاهی سرافراز و هرمزی

نیز نرخ گرمای تولیدشده توسط انباره است که از معادله (۷) محاسبه می‌شود.

$$q = \sigma_p |\nabla V_p|^2 + \sigma_n |\nabla V_n|^2 + q_{ech} + q_{short} \quad (۷)$$

σ_p و σ_n ($S.m^{-1}$) به ترتیب رسانندگی برق الکترودهای مثبت و منفی و V_p و V_n پتانسیل برقی الکترودهای مثبت و منفی انباره هستند. جمله‌های اول و دوم معادله (۷) بیانگر گرمای ایجادشده الکترودهای انباره و جمله‌های سوم و چهارم به ترتیب بیانگر گرمای ایجادشده در اثر واکنش شیمیایی و جریان اتصال کوتاه داخل انباره است. مقدار گرمای تولیدی با استفاده از معادله (۸) به دست می‌آید.

$$q_{short} = \frac{\alpha(V_p - V_n)^2}{r_c} \quad (۸)$$

که در آن α ($m^2.m^3$) مساحت ویژه ورقه الکتروده انباره و r_c ($\Omega.m^2$) مقاومت سطح تماس است. هم‌چنین برای گرمای تولیدشده در اثر واکنش شیمیایی معادلات (۹ و ۱۰) ارائه شده است.

$$q_{ech} = j_{ech} [U - (V_p - V_n) - T \frac{dU}{dt}] \quad (۱۰)$$

$$j_{ech} = \alpha Y (U - V_p - V_n) \quad (۱۱)$$

که U, Y از روابط (۱۱ و ۱۲) به دست می‌آیند:

$$Y = \left[\sum_{i=0}^n a_i DOD^i \right] \exp \left[-c_1 \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right] \quad (۱۲)$$

$$U = \left[\sum_{i=0}^n b_i DOD^i \right] - \left[c_2 \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right] \quad (۱۳)$$

DOD مقدار تخلیه شدن انباره است. در این مطالعه فرض شده است که انباره دارای ۷۰٪ شارژ باشد که

[25] توانسته‌اند نانوذرات نقره را از برگ سبز چایی سنتز نمایند. در کار حاضر بنا به اطلاعات این پژوهشگران از مخلوط آب-اتیلن گلیکول ۵۰٪ به عنوان سیال پایه و از نانوذرات نقره استفاده شده است و محاسبات خواص مخلوط نانوسیال براساس این پژوهش انجام گرفته است.

جدول ۱ پارامترهای ابعادی هندسه چاه حرارتی

پارامتر	مقدار
L_X	۱۰mm
L_Y	۳۵۰ μ m
L_Z	۱۵mm
W_f	۱۲۰ μ m
W_c	۸۰ μ m
D	۷۰ μ m
H_f	۱۰۰ μ m
H_c	۲۵۰ μ m
H_D	۱۷۵ μ m

چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، لزجت و رسانش حرارت نانوسیال براساس درصد حجمی نانوذرات موجود در نانوسیال توسط معادلات زیر محاسبه شده است [25]. در این معادلات ρ چگالی، C_p ظرفیت گرمایی ویژه، μ لزجت، k رسانش حرارتی، T دما و ϕ کسر حجمی نانوذره هستند و زیرنویس bf به سیال پایه، p به نانوذرات و nf به نانوسیال اشاره دارند.

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} + \phi\rho_p \quad (۲)$$

$$\rho_{nf} C_{p,nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} C_{p,bf} + \phi\rho_p C_{p,p} \quad (۳)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 2.5\phi) \quad (۴)$$

$$k_{nf} = k_{bf}[0.981 + 0.00114T(^{\circ}C) + 30.661\phi] \quad (۵)$$

معادلات حاکم بر مجموعه باتری‌ها (انباره). معادله

(۶) معادله دیفرانسیلی انتقال گرمای هدایت سه بعدی است [24]:

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + q \quad (۶)$$

در این معادله λ ضریب انتقال گرمای هدایتی در انباره، C_p گرمای ویژه در فشار ثابت و ρ چگالی است q .

مقدار تخلی G آن برابر ۳۰٪ است

معادله انرژی برای بدنه صلب سیستم خنک کننده:

$$\nabla \cdot (k_s \nabla T) = 0 \quad (18)$$

در معادلات بالا $\vec{u}$ ، بردار سرعت و p فشار هستند. زیر نویس s نیز به خواص ناحیه جامد اشاره می کند که از جنس مس در نظر گرفته شده است.

تعریف پارامترهای مورد نیاز برای تحلیل عملکرد سیستم خنک کننده انباره. پارامتر θ با تعریف ارائه شده در معادله (۱۸) یکنواختی دمای سطح انباره را که توسط میکرو هیت سینک در حال خنک شدن است، توصیف می کند.

$$\theta = \frac{T_{batteries, Max} - T_{batteries, min}}{T_{batterise, Meam}} \quad (19)$$

در این معادله بیشینه دمای سطح انباره با $T_{CPU, Max}$ ، کمینه آن با $T_{CPU, min}$ و متوسط دمای سطح انباره با $T_{CPU, Meam}$ بیان شده است. ضریب انتقال حرارت کلی میکروچاه حرارتی نیز باتوجه به عملکرد خنک کاری آن به صورت زیر تعریف می شود:

$$h = \frac{q''}{T_{batteries, Meam} - T_{in}} \quad (20)$$

در مطالعه حاضر روش خنک کاری فعال مد نظر است؛ از این رو برای به حرکت در آوردن جریان سیال از پمپ استفاده می شود. میزان توان پمپاژی لازم برای هیت سینک نیز از معادله (۲۰) براساس دبی حجمی و افت فشار داخلی هیت سینک محاسبه می گردد.

$$DOD = \frac{VOL}{3600 Q_{Ah}} \left(\int_0^t j dt \right) \quad (14)$$

$$DOD = 1 - SOC$$

مقدار شارژ انباره SOC (State of charge)

مقدار تخلیه انباره DOD (Depth of Discharge)

ضرایب معادلات Y, U در جدول (۲) آمده اند.

در این مطالعه دمای نزدیک به ۳۱۸ درجه کلوین (معادل ۴۵ درجه سانتی گراد) برای باتری های لیتیوم-یونی، دمای کاری مجاز در نظر گرفته شده است [24] و فرض شده است که چاه حرارتی بر روی یک مجموعه از باتری های لیتیوم-یون قرار دارد و شار حرارتی $q = 50 \text{ W/cm}^2$ (طبق معادله ۷) از طرف کل انباره به مجموعه وارد می شود. این میزان شار حرارتی می تواند شرایط بحرانی دمایی برای مجموعه انباره مورد نظر باشد که در زمان تخلیه جریان باتری ها ایجاد می شود؛ از این رو عملکرد هیت سینک در این شرایط و قدرت خنک-کنندگی آن در حضور نانوسیال در حالت دمای بحرانی عملیاتی بررسی می شود.

معادلات پیوستگی، تکانه و انرژی. در ادامه معادلات

پیوستگی، تکانه و معادله انرژی ارائه شده اند [23].

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{u}) = 0 \quad (15)$$

معادله مومنتوم:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_{nf} \nabla \vec{u}) \quad (16)$$

معادله انرژی برای ناحیه سیال:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{u} C_{p, nf} T) = \nabla \cdot (k_{nf} \nabla T) \quad (17)$$

جدول ۲ ضرایب مورد نیاز معادلات Y, U

i	۰	۱	۲	۳	۴	۵
a_i	۴/۱۲	-۰/۸۰۴	۱/۰۷۵	-۱/۱۷۷	۰	۰
b_i	۱۱۶۸/۵۹	-۸۹۲۸	۵۲۵۰۴/۶	-۱۳۶۲۳۱	۱۵۸۵۳۱/۷	-۶۷۵۷۸/۵
c_i	-	۱۸۰۰	-۰/۰۰۰۹۵	-	-	-

سرعت و فشار استفاده شده است. قید هم‌گرایی نیز مقدار 10^{-6} برای معادله انرژی و 10^{-6} برای دیگر معادلات انتخاب شده است. در مطالعه حاضر با استفاده از شرط مرزی تقارن، تنها یک کانال مدل‌سازی شده است و حجم کنترل مشخص شده در واقع قسمتی از یک میدان جریان تکرارشونده است. در ابتدای شبیه‌سازی باید مبحث استقلال از شبکه برای دقیق بودن نتایج خروجی بررسی گردد؛ از این رو در جدول (۳) توان مصرفی پمپ و حداکثر اختلاف دما در ورودی و خروجی چاه حرارتی نشان داده شده است. برای این منظور و با در نظر گرفتن میزان دبی جرمی یکسان برای جریان عبوری از میکروکانال و میکرولوله، عدد رینولدز برای کانال و لوله به ترتیب ۷۰۰ و ۷۰ و نانوسیال ۱٪ که بیشترین غلظت مطالعه شده در پژوهش حاضر می‌باشد، انتخاب شده است.

جدول ۳ نتایج تحلیل استقلال شبکه

W_{pump} [W]	ΔT [K]	تعداد شبکه (هزار المان)
۰/۰۱۸۶	۳/۳۸۶	۲۴
۰/۰۴۷۵	۳/۳۸۷	۲۷
۰/۰۵۶۸	۳/۳۸۸	۷۴
۰/۰۵۸۷	۳/۳۸۸	۱۲۸
۰/۰۵۹۱	۳/۳۸۸	۱۹۵
۰/۰۵۹۱	۳/۳۸۸	۳۳۰

براساس جدول (۳) شبکه دارای ۱۹۵ هزار المان به عنوان شبکه حل انتخاب گردیده و تمامی حالات در این شبکه محاسبه شده است. شکل (۲) نمایی از شبکه محاسباتی این پژوهش است.

$$W_{pump} = \dot{V} \Delta p \quad (21)$$

به منظور تحلیل عملکرد کلی نانوسیال در هیت سینک نیز عبارت PEC به فرم ارائه شده در رابطه (۲۱) تعریف شده است.

$$PEC = \frac{h_{nf}/h_{bf}}{\Delta p_{nf}/\Delta p_{bf}} \quad (22)$$

قوانین ترمودینامیک نشان می‌دهند که انتقال گرما و جریان سیال در یک سیستم خنک‌کننده باعث بازگشت‌ناپذیری ترمودینامیکی و تولید آنتروپی می‌شود. تولید آنتروپی معیاری برای سنجش میزان بازگشت‌ناپذیری است و می‌تواند برای ارزیابی عملکرد فرایندهای ترمودینامیکی و سیستم‌های حرارتی استفاده شود. در مطالعه حاضر آنتروپی تولیدی کل، شامل آنتروپی تولیدی حرارتی سیال در کل ناحیه محاسباتی (سیال و جامد)، آنتروپی ناشی از شار حرارتی و آنتروپی تولیدی اصطکاکی است که به ترتیب عبارتند از [26]:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_h + \dot{S}_\mu - \dot{S}_q \quad (23)$$

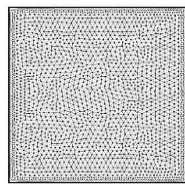
$$\dot{S}_h = \dot{m} \int_{in}^{out} c_p \frac{dT}{T}$$

$$\dot{S}_q = \oint_A \frac{dQ}{T} \dot{S}_\mu = \dot{m} \int_{out}^{in} \frac{v}{T} dP ,$$

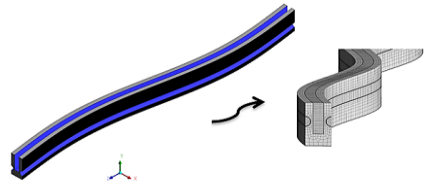
فرایند حل عددی و بررسی استقلال

حل از شبکه

به منظور حل معادلات بیان شده در هندسه مسئله از نرم-افزار انسیس-فلوئنت استفاده شده است. از متد Upwind مرتبه دوم برای حل معادله مومنتوم و هم‌چنین روش سیمپل با شبکه فشار جابه‌جا شده برای کوپل میدان

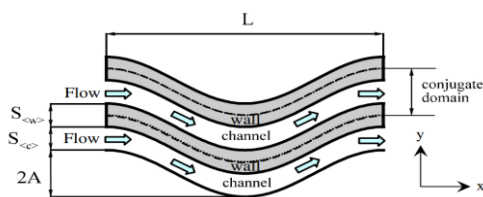


(ب) سطح تماس انباره لیتیوم- یونی با هیت سینک



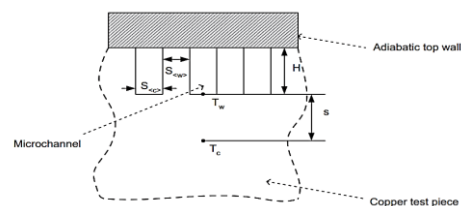
(الف) چاه حرارتی

شکل ۲ نمایی از شبکه محاسباتی مسئله



(ب) پارامترهای ابعادی بین میکروکانال‌های موازی در هندسه

مرجع [27]



(الف) برشی از مقطع عرضی میکروکانال در هندسه مرجع [27]

شکل ۳ هندسه مسأله اعتبارسنجی

صحت سنجی مدل‌سازی

در ادامه به منظور صحت‌سنجی مدل‌سازی صورت گرفته، کار حاضر با نتایج آزمایشگاهی سو و همکارانش [27] مقایسه گردید. براساس این مقاله یک میکروکانال موجی شکل مدل‌سازی شده است و انتقال حرارت جابه‌جایی در میکروکانال موج‌دار و نیز رسانایی در بستر مسی به صورت سه‌بعدی در نظر گرفته شده است. شکل (۳) هندسه مسئله اعتبارسنجی و جدول (۴) پارامترهای ابعادی آن را نشان می‌دهد. در جدول (۵) نیز مقادیر $(T_{Max} - T_{min})$ به دست آمده در کار حاضر با نتایج تجربی مرجع [27] مقایسه شده است. می‌توان مشاهده کرد که بین نتایج کار عددی حاضر و نتایج تجربی موجود سازگاری مناسبی وجود دارد.

نتایج

بیشینه دمای انباره لیتیوم- یون حین تخلیه جریان نباید از محدوده مجاز تجاوز نماید، در غیر این صورت طول عمر باتری کاهش می‌یابد و باعث آسیب دائمی باتری می‌شود. در ادامه به بررسی عملکرد خنک‌کاری و پارامترهای هیدرولیکی و حرارتی هیت سینک

جدول ۴ پارامترهای ابعادی هندسه مسئله اعتبارسنجی

پارامتر	مقدار
S_w	$193 \mu m$
S_c	$207 \mu m$
S	$100 \mu m$
H	$406 \mu m$
A	$138 \mu m$
L	$25 mm$

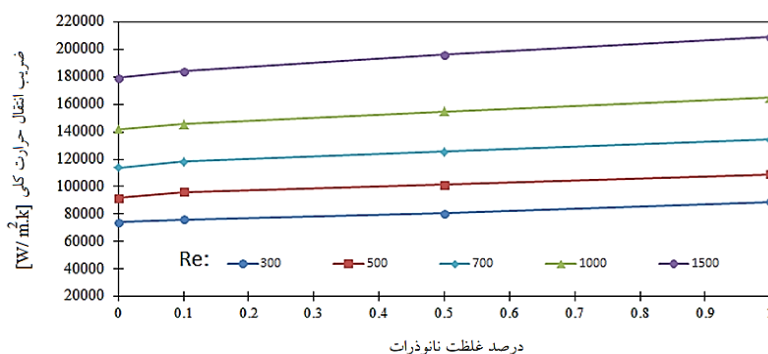
جدول ۵ مقایسه مقادیر $(T_{Max} - T_{min})$ در پژوهش حاضر با

نتایج تجربی مرجع [27]

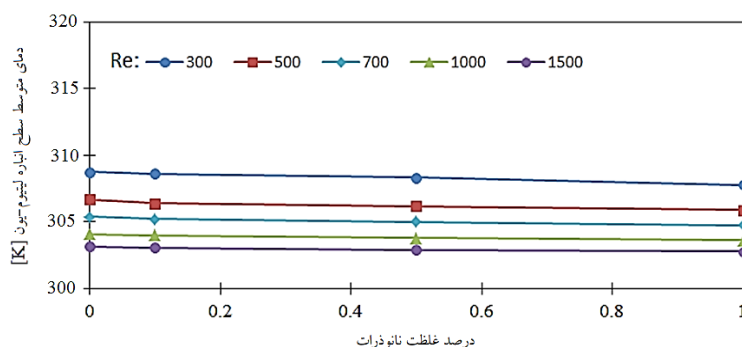
درصد خطا	نتایج مطالعه حاضر	نتایج مرجع [27]	رینولدز
۳/۱۸	۹/۱۲	۹/۴۲	۳۰۰
۳/۶۸	۱۰/۹۸	۱۱/۴	۴۰۰
۴/۰۴	۱۲/۵۷	۱۳/۱	۵۰۰
۴/۰۱	۱۴/۱۱	۱۴/۷	۶۰۰
۳/۳۵	۱۵/۸۵	۱۶/۴	۷۰۰
۳/۰۷	۱۷/۶۴	۱۸/۲	۸۰۰

تقریباً برابر ۷٪ است. اثر افزایش نانوذرات را می‌توان براساس دمای متوسط و بیشینه دمایی سطح در تماس انباره با چاه حرارتی نیز بررسی کرد. با افزایش غلظت نانوذرات و بهبود عملکرد انتقال حرارت در سیستم، دمای سطح انباره نیز کاهش می‌یابد، زیرا نیاز به گرادیان دمایی کمتری برای انتقال حرارت تولید شده است. این نکته در نمودار شکل (۵) ارائه شده است. این شکل روند کاهشی دمای متوسط سطح انباره لیتیوم- یون را در اثر افزایش غلظت نانوذرات نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که عملکرد نانوذرات در رینولدزهای پایین بهتر است و افزودن غلظت نانوذرات در رینولدزهای پایین‌تر موجب شده است که دمای سطح انباره تغییر بیشتری داشته باشد؛ به عنوان مثال در $Re=1500$ افزایش کسر حجمی نانوذرات از صفر به ۱٪ دمای متوسط در تماس انباره را ۲۶٪ کاهش می‌دهد. همچنین برای $Re=500$ این کاهش حدوداً برابر ۷٪ است و در $Re=300$ تقریباً برابر با ۱٪ می‌باشد.

موجی شکل پرداخته می‌شود. هم‌چنین دمای سطح تماس انباره با چاه حرارتی در شرایط مختلف به صورت عددی بررسی می‌شود. در این پژوهش مدل‌سازی‌ها برای جریان نانوسیال نقره/ (آب- اتیلن گلیکول ۵۰٪) در کسرهای حجمی مختلف نانوذرات شامل (صفر، ۰/۱٪، ۰/۵٪ و ۱٪)، و اعداد رینولدز (۳۰۰، ۵۰۰، ۷۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰) است. از شکل (۴) نتیجه می‌شود که افزایش نانوذرات و بالابردن غلظت نانوسیال موجب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌گردد. هم‌چنین اثر افزایش غلظت نانوذرات، در جریان با رینولدزهای بالاتر، بیشتر است. زیرا افزایش کسر حجمی نانوذره، در عدد رینولدز ثابت، منجر به افزایش رسانایی گرمایی و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت هم‌رفتی می‌شود؛ به عنوان مثال در $Re=1000$ افزایش کسر حجمی نانوذرات از ۰ به ۱٪ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را برای حدود ۱۶،۴٪ افزایش می‌دهد و برای عدد $Re=1500$ این افزایش برابر ۱۸٪ است و در کوچک‌ترین عدد رینولدز مطالعه شده یعنی $Re=300$



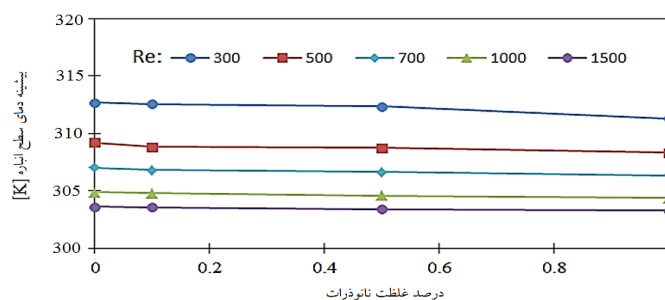
شکل ۴ ضریب انتقال حرارت کلی میکروکانال و میکرولوله چاه حرارتی خنک‌کننده



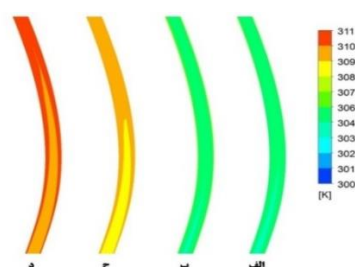
شکل ۵ تغییرات دمای متوسط سطح انباره لیتیوم- یون

بودن سرعت جریان و قوی تر بودن قدرت جابه جایی جریان در راستای خود نسبت به قدرت پخش رسانی حرارت در مسیر عمود بر جریان است. در شکل های (ج)، (د) و (ه) که مربوط به رینولدز ۳۰۰ است، به دلیل پایین تر بودن قدرت جابه جایی جریان، پخش حرارتی در مسیر عمود بر جریان بهتر رخ داده است و افزایش نانوذرات این پدیده را سرعت بخشیده است به طوری که تغییرات دما به مرکز جریان نیز رسیده است. برای رسیدن دما به هسته مرکزی جریان نیاز به گرادیان دمایی در راستای عمود بر مسیر جریان می باشد و این به معنای افزایش دمای سیال در دیواره است که این امر موجب کاهش ضریب انتقال حرارت بین سیال و بدنه جامد می شود و از سوی دیگر موجب افزایش دمای سطح در تماس با انباره در جهت انتقال شار حرارتی تولید شده می گردد. در شکل (۸) نیز مشخص است که به دلیل کوچک تر بودن سطح مقطع جریان انتقال حرارت در راستای عمودی بسیار قوی تر عمل کرده است و در نتیجه تغییرات دمایی بسیار بیشتری مشاهده می شود. از بررسی تغییرات دمایی سیال خنک کننده در چاه گرمایی این نتیجه حاصل می شود که نانوسیال به علت داشتن ضریب انتقال حرارتی بالا گزینه بسیار مناسبی برای خنک کاری باتری های لیتیوم- یون است. نتایج این بررسی نشان می دهد که نانو سیال آب/ اتیلن گلیکول ۵٪- نقره، علاوه بر این که دمای مجموعه را تا حد زیادی پایین نگه می دارد، دمای خودش نیز نسبت به سیال خالص، افزایش کمتری دارد؛ لذا از نظر میزان انتقال گرما، برتری نانوسیال بر سیالات خالص خنک کننده قابل توجه است.

در کنار متوسط دمای سطح انباره نکته مهم دیگر بیشینه دمای آن و میزان یکنواختی دمای انباره است؛ زیرا افزایش بیش از حد دما و وجود اختلاف دمای بالا موجب تأثیر منفی در عملکرد انباره لیتیوم- یون می شود. به منظور بررسی این نکته نمودار دمای بیشینه سطح تماس انباره و چاه حرارتی در شکل (۶) ارائه شده است. باتوجه به شکل های (۵ و ۶) مشاهده می شود که دمای متوسط سطح انباره ۳۰۲ درجه کلوین و رینولدز جریان ۱۰۰۰ است در حالی که بیشینه دمای سطح ۳۰۴ کلوین محاسبه شده است. این تفاوت به دلیل غیریکنواخت بودن انتقال حرارت در سطح تماس است زیرا که شرایط انتقال حرارتی و مقاومت حرارتی تمامی نقاط روی سطح تماس به یک میزان نیست و این امر موجب اختلاف دما روی سطح انباره می شود. در این جا نیز حضور نانوسیال موجب بهبود عملکرد خنک کاری شده و دمای بیشینه را کاهش داده است. مشخص است که وجود هم زمان میکرولوله در کنار میکروکانال در سیستم خنک کننده موجب بهبود دسترسی انتقال حرارت در قسمت های مختلف چاه حرارتی و کاهش مقاومت حرارتی انباره شده است. هرچه دمای داخل مجاری یکنواخت تر باشند به معنی اختلاط بهتر جریان سیال خنک کننده و عملکرد مناسب تر آن مجرای خنک کاری است. در شکل (۷) کانتور دمای نانوسیال در ناحیه موج خروجی مشاهده می شود. در تمامی حالت ها دیواره ها داغ تر از قسمت مرکزی آن است اما در دو شکل (الف) و (ب) دمای قسمت مرکزی بدون تغییر باقی مانده است و اثر افزایش نانوذرات در پخش حرارت از دیواره ها به مرکز جریان قابل تشخیص نیست. این نتیجه به دلیل بالا



شکل ۶ تغییرات بیشینه دمای سطح انباره برای غلظت و رینولدزهای مختلف

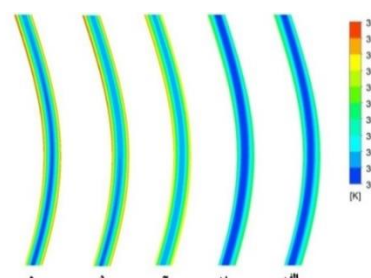


شکل ۸ توزیع دمای سیال خنک‌کننده در میکرولوله

الف) $Re = 700$, $\phi = 1\%$ ب) $Re = 700$, $\phi = 0.1\%$

ج) $Re = 300$, $\phi = 1\%$ د) $Re = 300$, $\phi = 0.5\%$

ه) $Re = 300$, $\phi = 0.1\%$

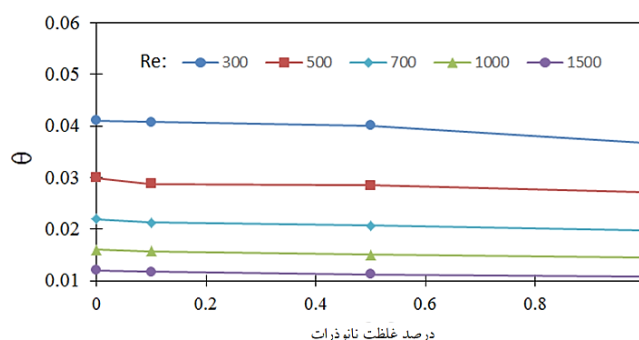


شکل ۹ توزیع دمای سیال خنک‌کننده در میکروکانال مستطیلی

الف) $Re = 700$, $\phi = 1\%$ ب) $Re = 700$, $\phi = 0.1\%$

ج) $Re = 300$, $\phi = 1\%$ د) $Re = 300$, $\phi = 0.5\%$

ه) $Re = 300$, $\phi = 0.1\%$

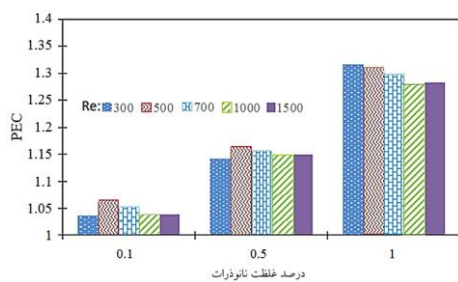


شکل ۹ بررسی یکنواختی دمای سطح تماس چاه حرارتی و انباره لیتیوم- یون با پارمتر θ

برای $Re = 1500$ برابر 3% است و یا در غلظت ثابت برابر 0.5% با افزایش رینولدز از 500 به 1000 مقدار θ به میزان 50% بهبود یافته است و این میزان بهبود برای رینولدز 700 و 1500 به ترتیب برابر 30% و تقریباً 61% است. در مطالعه حاضر روش خنک‌کاری فعال مورد نظر است و از انرژی خارجی جهت به گردش درآوردن سیال در میکروکانال و میکرولوله‌ها استفاده می‌شود؛ از این رو برای به حرکت درآوردن جریان سیال از پمپ استفاده می‌شود. در شکل (۱۰) میزان توان لازم پمپاژ جریان سیال خنک‌کننده در شرایط مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. مشخص است که افزوده شدن نانوسیال به سیستم توان مورد نیاز پمپاژ را کاهش می‌دهد. این پدیده به دلیل کاهش سرعت جریان در اثر افزایش چگالی سیال و حفظ عدد رینولدز جریان رخ می‌دهد علاوه بر این، شکل (۱۰) نشان می‌دهد که افزایش عدد رینولدز منجر

شکل (۹) نسبت گستردگی دما به متوسط دمای سطح تماس انباره لیتیوم- یون و چاه حرارتی خنک‌کننده را نشان می‌دهد. هر چه این عدد کوچک‌تر باشد به معنای توزیع یکنواخت‌تر دما روی سطح انباره است. باتوجه به افزایش ضریب انتقال حرارت در اثر افزوده شدن نانوسیال، بهبود عملکرد حرارتی سیستم خنک‌کننده مشخص است و هم‌چنین مشاهده می‌شود که دما نیز روی سطح انباره لیتیوم- یون یکنواخت‌تر است اما رابطه معکوسی بین اثر غلظت نانوسیال با رینولدز جریان سیال خنک‌کننده وجود دارد و هر چه رینولدز جریان بالاتر باشد، به علت قوی‌تر بودن ترم جابه‌جایی درون جریان، توزیع دما یکنواخت‌تر می‌شود و در نتیجه اثر افزوده شدن نانوسیال چشم‌گیر نخواهد بود؛ به‌طور مثال در $Re = 300$ با افزایش غلظت از صفر تا 1% میزان تغییر θ تقریباً برابر $4/5\%$ است که در همین شرایط

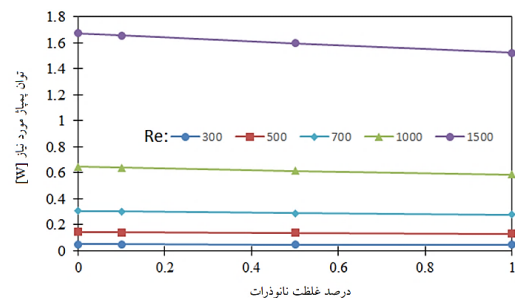
نانوذرات به بهبود خواص پخش حرارتی سیال کمک می‌کند. در ادامه نتایج میزان آنتروپی تولیدی در چاه خنک‌کننده ارائه شده است. در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود که افزایش عدد رینولدز جریان نانو سیال خنک‌کننده موجب افزایش تولید آنتروپی می‌شود که عامل اصلی این افزایش ناشی از تولید آنتروپی اصطکاکی است زیرا افزایش عدد رینولدز منجر به نازک شدن لایه مرزی هیدروپنایمیکی و افزایش گرادیان سرعت می‌شود که نرخ تولید آنتروپی اصطکاکی را نیز افزایش می‌دهد. همچنین افزایش غلظت ذرات نانو موجب کاهش آنتروپی شده است زیرا هر دو نرخ تولید آنتروپی حرارتی و اصطکاکی کاهش می‌یابند و در نتیجه کاهش نرخ تولید آنتروپی کل اجتناب‌ناپذیر است.



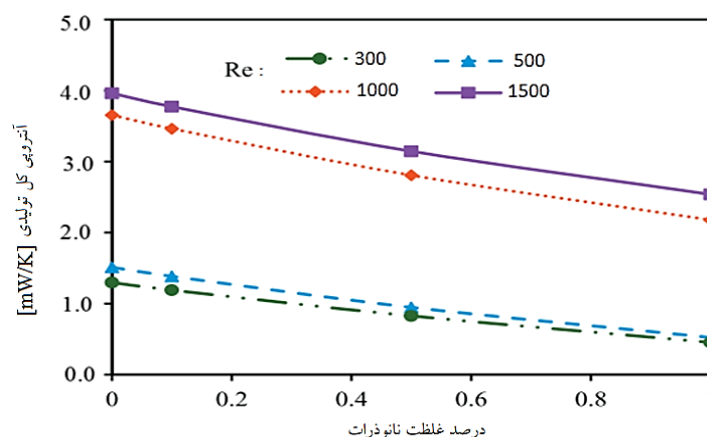
شکل ۱۱ نمودار PEC و مقایسه کلی بین بهبود عملکرد حرارتی و هزینه پمپاژ

به افزایش قابل توجه قدرت پمپاژ سیستم می‌شود که به دلیل افزایش سرعت نانو سیال و در نتیجه افزایش فشار است. برای مقایسه کلی بین بهبود عملکرد حرارتی و هزینه پمپاژ افزوده شده به سیستم پارامتر PEC تعریف شده است که با مبنا قرار دادن حالت سیال پایه به عنوان حالت مبنا، اثر عملکرد حرارتی و هیدرولیکی را هم‌زمان در نظر می‌گیرد.

در شکل (۱۱) مشخص است که افزوده شدن نانو سیال به سیستم در حالت‌های مختلف اثر یکسانی ندارد؛ به‌طوری‌که در غلظت ۰/۱٪ بهبود عملکرد حداکثری ۵٪ را دارد اما در غلظت ۰/۵٪ بهبود عملکرد حداکثر ۱۵٪ را از خود نشان داده است و در نهایت غلظت ۱٪ بهبود ۳۵٪ را دارد، و به‌طور کلی افزوده شدن



شکل ۱۰ توان پمپاژ مورد نیاز سیستم خنک‌کننده انباره لیتیوم-یون



شکل ۱۲ مقایسه میزان تولید آنتروپی در مجموعه چاه حرارتی خنک‌کننده و انباره لیتیوم-یون

دمای باتری‌ها را در بهترین حالت محدوده ۲۹۵ تا ۳۰۵ درجه کلوین نگه داشت. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش غلظت نانوذرات، اختلاف دمای بین سلول‌ها در طول سطح تماس انباره با چاه حرارتی، کاهش می‌یابد و در بیشترین غلظت نانوذرات در سیستم خنک‌کننده این اختلاف دما به حداقل می‌رسد و تقریباً برابر ۵ درجه است. وجود میکرولوله، به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت و کاهش مقاومت حرارتی نواحی مختلف سطح انباره نیز عامل مهمی است که باعث توزیع یکنواخت‌تر دمای سطح انباره شده است.

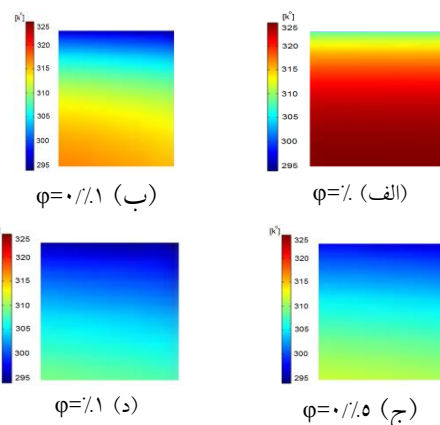
نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر یک طرح جدید از میکروچاه حرارتی برای خنک‌کاری باتری لیتیوم- یون ارائه شد. از جمله نتایج به دست آمده این است که ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نانوسیال با افزایش کسر حجمی نانوسیال و عدد رینولدز افزایش می‌یابد. اثر افزایش غلظت نانوذرات، در جریان با رینولدزهای بالاتر، چشم‌گیرتر است؛ به طوری که در بیشترین رینولدز مطالعه شده یعنی $Re=1500$ این افزایش برابر ۱۸٪ است. هم‌چنین افزایش این دو پارامتر منجر به بهبود یکنواختی دمای سطح تماس انباره می‌شود. با استفاده از این سیستم خنک‌کننده می‌توان دمای باتری‌ها را در بهترین حالت در محدوده ۲۹۵ تا ۳۰۵ درجه کلوین نگه داشت. در مطالعه حاضر برای به حرکت در آوردن جریان سیال از پمپ استفاده می‌شود. در ادامه مشخص شد که قدرت پمپاژ سیستم خنک‌کننده انباره، با افزایش کسر حجمی نانوذرات و عدد رینولدز به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابد. از سوی دیگر با افزایش رینولدز جریان به علت قوی‌تر شدن ترم جابه‌جایی درون جریان، توزیع دما یکنواخت‌تر می‌شود، به طوری که در غلظت ثابت برابر ۰/۵ با افزایش رینولدز از ۵۰۰ به ۱۰۰۰ بهبود پارامتر یکنواختی دما به میزان ۵۰٪ است. این نتیجه نیز به دست آمد که افزایش عدد رینولدز جریان موجب افزایش تولید آنتروپی می‌شود.

جدول ۶ درصد کاهش آنتروپی اصطکاکی با افزایش غلظت

نانوذرات نسبت به سیال خالص

درصد غلظت	۰/۱٪	۰/۵٪	۱٪
درصد کاهش آنتروپی	۱٪	۴/۷٪	۹٪



شکل ۱۳ کانتورهای دمایی سطح انباره

در جدول (۶) به درصد کاهش آنتروپی اصطکاکی ناشی از افزایش غلظت نانوذرات اشاره شده است. در کانتورهای شکل (۱۳) تغییرات دمایی سطح تماس مجموعه سلول‌های باتری با چاه حرارتی خنک‌کننده در رینولدز ثابت برابر ۷۰۰ برای غلظت‌های مختلف نانوسیال نشان داده شده است. از مقایسه کلی کانتورهای دمایی مشخص است که این شرایط خنک‌کاری باعث کاهش دمای بیشینه در مجموعه باتری‌ها می‌شود؛ زیرا عبور نانوسیال خنک‌کننده از طریق انتقال گرمای رسانی و انتقال گرمای جابه‌جایی در چاه حرارتی خنک‌کننده باعث کاهش دمای مجموعه می‌شود. دمای سیال خنک‌کننده در ابتدای ورود با دمای محیط برابر است و هر چه درون میکروکانال و میکرولوله‌های چاه حرارتی و در امتداد سطح انباره جریان می‌یابد گرمای بیشتری جذب خود می‌کند و هنگام خروج بیشترین دما را دارد که در شرایط دمایی عملیاتی بحرانی باتری‌ها، یعنی نرخ‌های شارژ و دشارژ بالا، برای سیال خالص تنها ۹ درجه از ماکزیمم دمای سطح انباره کمتر است. و در غلظت ۱٪ که بیشترین غلظت نانوسیال بررسی شده در این تحقیق است تقریباً با دمای سطح انباره برابر است. هم‌چنین با استفاده از این سیستم خنک‌کننده می‌توان

واژه نامه	حل عددی	
میکروکانال	Microchannel	معادلات حاکم
میکرولوله	Microtube	نانوسیال
چاه حرارتی موجی شکل	Wave-shaped heatsink	سیستم خنک کاری
انتقال حرارت جابجایی	Convection heat transfer	مدیریت حرارتی
روش حجم محدود	Finite volume method	باتری های لیتیوم - یون
		پایداری حرارتی

مراجع

1. Liu, X., Chen, Z., Zhang, C., Wu, J., "A Novel Temperature-Compensated Model for Power Li-Ion Batteries with Dual-Particle-Filter State of Charge Estimation", *Applied Energy*, Vol. 123, pp. 263-272, (2014).
2. Ebrahimi, KM., "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles", *CRC press*, (2018).
3. Crawford, AJ., Huang, Q., Kintner-Meyer, MC., Zhang, JG., Reed, DM., Sprenkle, VL., Viswanathan, VV., Choi, D., "Lifecycle Comparison of Selected Li-Ion Battery Chemistries Under Grid and Electric Vehicle Duty Cycle Combinations", *Journal of Power Sources*, Vol. 380, pp. 185-193, 15 March, (2018),
4. Liu, D., Xie, W., Liao, H., Peng, Y., "An Integrated Probabilistic Approach to Lithium-Ion Battery Remaining Useful Life Estimation", *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 64, No. 3, pp. 660- 670, March (2015).
5. Wang, T., Tseng, KJ., Zhao, J., "Development of Efficient Air-Cooling Strategies for Lithium-Ion Battery Module Based on Empirical Heat Source Model", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 90, pp. 521-529, (2015).
6. Zhang, T., Gao, Q., Wang, G., Gu, Y., Wang, Y., Bao, W., Zhang, D., "Investigation on the Promotion of Temperature Uniformity for the Designed Battery Pack with Liquid Flow in Cooling Process", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 116, pp. 655-662, (2017).
7. Zhao, R., Gu, J., Liu, J., "An Experimental Study of Heat Pipe Thermal Management System with Wet Cooling Method for Lithium Ion Batteries", *Journal of Power Sources*, Vol. 273, pp. 1089-1097, (2015).
8. Coleman, B., Ostanek, J., Heinzl, J., "Reducing Cell-to-Cell Spacing for Large-Format Lithium Ion Battery Modules with Aluminum or PCM Heat Sinks Under Failure Conditions", *Applied Energy*, Vol. 180, pp. 14-26, 15 October, (2016).
9. Tuckerman, DB., Pease, RF., "High-Performance Heat Sinking for VLSI", *IEEE Electron Device*

- Letters*. Vol. 2, No. 5, pp. 126-129, (1981).
10. Rao, Z., Wang, S., "A Review of Power Battery Thermal Energy Management", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 15, No. 9, pp. 4554-4571, (2011).
 11. Liang, J., Gan, Y., Li, Y., "Investigation on the Thermal Performance of a Battery Thermal Management System Using Heat Pipe Under Different Ambient Temperatures", *Energy Conversion and Management*, Vol. 155, pp. 1-9, (2018).
 12. Mashayekhi, M., Houshfar, E., Ashjaee, M., "Development of Hybrid Cooling Method with PCM and Al₂O₃ Nanofluid in Aluminium Minichannels Using Heat Source Model of Li-Ion Batteries", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 178, P. 115543, (2020).
 13. Qian, Z., Li, Y., Rao, Z., "Thermal Performance of Lithium-Ion Battery Thermal Management System by Using Mini-Channel Cooling", *Energy Conversion and Management*. Vol. 126, pp. 622-631, (2016).
 14. Sato, N., "Thermal Behavior Analysis of Lithium-Ion Batteries for Electric and Hybrid Vehicles", *Journal of Power Sources*. Vol. 99, No. 1-2, pp. 70-77, (2001).
 15. Fang, G., Huang, Y., Yuan, W., Yang, Y., Tang, Y., Ju, W., Chu, F., Zhao, Z., "Thermal Management for a Tube-Shell Li-Ion Battery Pack Using Water Evaporation Coupled with Forced Air Cooling", *RSC Advances*, Vol. 9, pp. 9951-9961, (2019).
 16. Mohammadian, SK., Zhang, Y., "Thermal Management Optimization of an Air-Cooled Li-Ion Battery Module Using Pin-Fin Heat Sinks for Hybrid Electric Vehicles", *Journal of Power Sources*. Vol. 273, pp. 431-439, (2015).
 17. Park, H., "A Design of Air Flow Configuration for Cooling Lithium Ion Battery in Hybrid Electric Vehicles", *Journal of Power Sources*, Vol. 239, pp. 30-36, (2013).
 18. Schmalstieg J, Käbitz S, Ecker M, Sauer DU, "From Accelerated Aging Tests to a Lifetime Prediction Model: Analyzing Lithium-Ion Batteries", in *Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27)*, DOI: 10.1109/EVS.2013.6914753, IEEE, pp. 1-12, (2013).
 19. Wu, MS., Liu, KH., Wang, YY., Wan, CC., "Heat Dissipation Design for Lithium-Ion Batteries", *Journal of Power Sources*. Vol. 109, No. 1, pp. 160-166, (2002).
 20. Nelson, P., Dees, D., Amine, K., Henriksen, G., "Modeling Thermal Management of Lithium-Ion PNGV Batteries", *Journal of Power Sources*., Vol. 110, No. 2, pp. 349-356, (2002).
 21. Karimi, G., Li, X., "Thermal Management of Lithium-Ion Batteries for Electric Vehicles", *International Journal of Energy Research*, Vol. 37, No. 1, pp. 13-24, (2013).
 22. Zhao, J., Rao, Z., Li, Y., "Thermal Performance of Minichannel Liquid Cooled Cylinder Based Battery Thermal Management for Cylindrical Lithium-Ion Power Battery", *Energy Conversion and*

- Management*, Vol. 103, pp. 157-165, (2015).
23. Al-Rashed, AA., Shahsavari, A., Rasooli, O., Moghimi, MA., Karimipour, A., Tran, MD., "Numerical Assessment into the Hydrothermal and Entropy Generation Characteristics of Biological Water-Silver Nano-Fluid in a Wavy Walled Microchannel Heat Sink", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 104, pp. 118-126, (2019).
 24. Zheng, J., Xu, Y., Gao, X., Zheng, J., He, H., Li, Z., "Transient Thermal Behavior of Internal Short-circuit in Lithium Iron Phosphate Battery", *International Journal of Electrochemical Science*, Vol. 13, pp. 11620-11635, (2018).
 25. Sarafraz MM, Hormozi FJ., "Intensification of Forced Convection Heat Transfer Using Biological Nanofluid in a Double-Pipe Heat Exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 66, pp. 279-289, (2015).
 26. Bejan, A., "Advanced Engineering Thermodynamics", *John Wiley & Sons*, pp. 96-130, (2016).
 27. Sui, Y., Lee, PS., Teo, CJ., "An Experimental Study of Flow Friction and Heat Transfer in Wavy Microchannels with Rectangular Cross Section", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 12, pp. 2473-2482, (2011).

Cooling Lithium-ion Battery Assemblies using Nanofluids by Heat Sink

Akram Jahanbakhshi¹, Afshin Ahmadi
Nadooshan², Morteza Bayareh³

1. Introduction

Lithium-ion batteries are used in a variety of industries, including electric vehicles, due to their good heat capacity, relatively long life, and low discharge rate compared to other types of batteries. It is important to consider their thermal stability or explosion due to overheating and non-uniform heat distribution. Therefore, the design and application of a battery cooling system and proper thermal management are considered. In this research, by combining microchannels and microtubes in a wave-shaped heatsink, a new design of cooling micro heatsink is presented for the battery pack. Silver/water-ethylene glycol (50:50) nanofluid is used. Modeling is performed for different volume fractions of nanoparticles including 0%, 0.1%, 0.5%, and 1%, and Reynolds numbers of 300, 500, 700, 1000, and 1500.

2. Geometry and Numerical Methods

Figure 1 shows the overall geometry of a thermal micro heatsink, which has 50 wavy channels and microtubes between the each two microchannels.

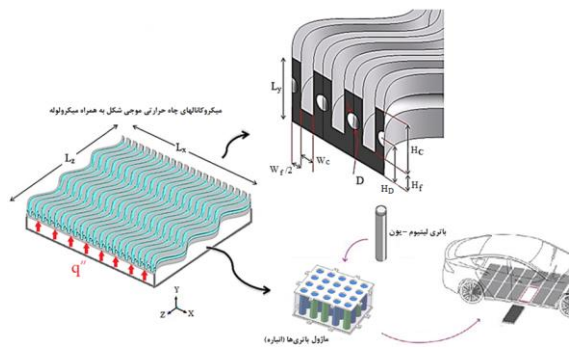


Figure 1. The geometry and its application

The waveform of the channel and tube along the heatsink is a sine function as follows:

$$S(z) = a_w \sin \frac{2\pi z}{L_w} \quad (1)$$

Where $a_w = 138\mu\text{m}$ and $L_w = 5\text{mm}$. In order to solve the equations, ANSYS FLUENT software is used. Then, a grid with 195,000 elements is

selected as the solution grid. Figure 2 show a schematic of the computational domain.

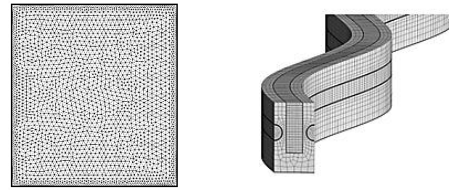


Figure 2. Schematic of the computational domain

3. Results and Discussion

Figure 3 shows that an increment in the concentration of nanofluid enhances the heat transfer coefficient and this effect is greater for higher Reynolds numbers. Increasing the volume fraction of nanoparticles leads to an increase in the thermal conductivity and thus an increase in the convective heat transfer coefficient. The effect of increasing nanoparticles can also be investigated based on the average storage temperature. By increasing the concentration of nanoparticles and improving heat transfer performance in the system, the storage surface temperature decreases because the need for a lower temperature gradient for heat transfer is generated (Figure 4).

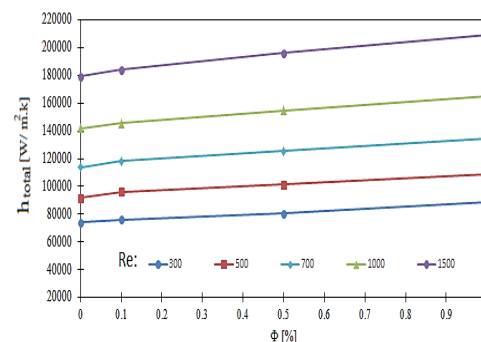


Figure 3. Total heat transfer coefficient

Figure 5 shows the ratio of the temperature range to the average temperature of the contact surface of the lithium-ion storage and the heatsink.

$$\theta = \frac{T_{\text{batteries,Max}} - T_{\text{batteries,min}}}{T_{\text{batterise,Meam}}} \quad (2)$$

The smaller this number, the more uniform the distribution of the storage surface temperature. The higher the Reynolds number, the more

¹. PhD Candidate, Engineering Faculty, Shahrekord University, Shahrekord, Iran

². Corresponding Author: Associated Professor, Engineering Faculty, Shahrekord University, Shahrekord, Iran, Email: ahmadi@sku.ac.ir

³. Associated Professor, Engineering Faculty, Shahrekord University, Shahrekord, Iran

uniformity of the temperature distribution due to the stronger convection effect.

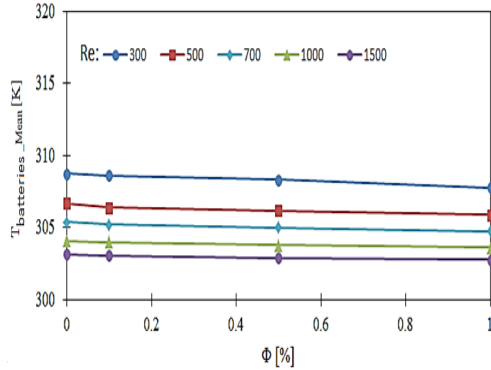


Figure 4. Average storage temperature

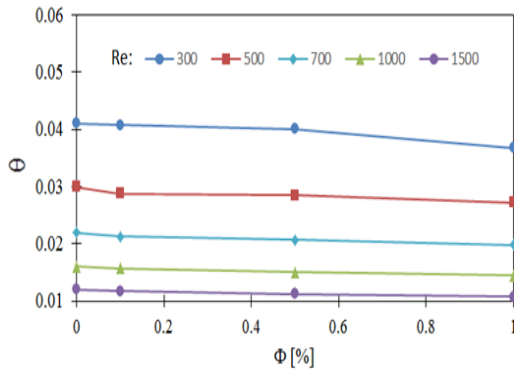


Figure 5. Storage surface temperature uniformity

General comparison between the improvement of thermal performance and the cost of pumping power shows that adding nanofluid to the system does not have the same effect in different states. At a concentration of 0.1%, it has a maximum performance improvement of 5%, but at a concentration of 0.5%, it showed a maximum improvement of 15%. Contours of Figure 6 demonstrate that at the critical operating temperature of the batteries, the pure surface temperature is only 9 degrees lower than the maximum for the pure fluid. At a concentration of 1%, which is the maximum concentration of nanofluid studied, the critical operating temperature is approximately equal to the storage surface temperature.

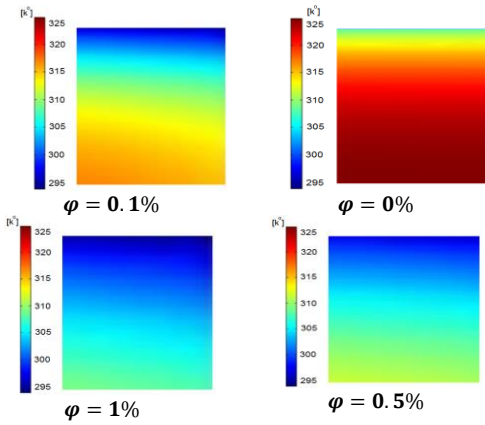


Figure 6. Storage surface temperature contours.

4. Conclusion

This study presented a new design of thermal heatsink for cooling lithium-ion batteries. It was found that the convection heat transfer coefficient of nanofluid increases with the volume fraction of nanofluid and Reynolds number. Moreover, using this cooling system, the temperature of the batteries can be kept in the best range, from 295 to 305 K. At all studied concentrations, the maximum temperature difference at the surface is 5 and 7 K, respectively. It was also found that increasing the nanofluid concentration provides a more uniform temperature. At higher Reynolds numbers, although the temperature distribution is more uniform, increasing the nanofluid concentration has no significant effect. For example, at $Re=300$, the improvement of surface temperature uniformity is 4.5% with increasing the concentration from zero to 1%. On the other hand, an increment in the Reynolds number has a negative effect on the pumping power of the coolant. Moreover, the rate of thermal and frictional entropy generation decreases with the volume fraction of nanoparticles. For instance, the reduction of frictional entropy is 9% smaller than that of pure fluid for a concentration of 1%.

CONTENTS

Thermoeconomic Optimization of a Superheated Kalina Cycle for Various Geothermal Source Temperatures in Iran	Parisa Kazemiani-Najafabadi - Ehsan Amiri Rad	1
An Experimental Study of Crooks Radiometer's Performance	Reza Arabpour - Ehsan Roohi	17
Investigation of Down-Draught Effect on the Thermal Comfort Indexes in the Building with Glazing Envelope	Alireza Arab Solghar - Nowruz Heidari Mohammad Shafiei Dahej- Afshin Iranmanesh	35
Numerical Simulation of Cranial Bone Perforation Process Using Water Jet	Shahed Al-Sadat Alavi – Masoud Ziaei-Rad Nima Jamshidi	53
Numerical Analysis of Fuel Injection Impacts on Thrust-Vectoring in a Dual Throat Nozzle	Mohammad Reza Salimi – Rasoul Askari Majid Hasani	71
Cooling Lithium-ion Battery Assemblies using Nanofluids by Heat Sink	Akram Jahanbakhshi- Afshin Ahmadi Nadooshan Morteza Bayareh	93



JOURNAL OF APPLIED AND COMPUTATIONAL SCIENCES IN MECHANICS

Ferdowsi University of Mashhad

ISSN: 2008-918X

Editor- in-Chief: Dr. Mehran Kadkhodayan

General Director: Dr. Hamid Niazmand

Concessionaire: Ferdowsi University of Mashhad

Editorial Board:

Dr. Akbar Afaghi Khatibi	Associate Professor	RMIT University, Australia
Dr. Kazem Abhary	Associate Professor	University of South Australia, Australia
Dr. Aliakbar Akbarzadeh	Professor	RMIT University, Australia
Dr. Hamed Haddad Khodaparast	Associate Professor	Swansea University, UK
Dr. Masoud Boroomand	Professor	Amirkabir University of Technology
Dr. S.Mohammad Reza Khalili	Professor	K.N. Toosi University of Technology
Dr. Ehsan Roohi	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Mahmoud Shariati	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Ebrahim Shirani	Professor	Isfahan University of Technology
Dr. Masoud Tahani	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Mohammad Reza Kazempour Mofrad	Professor	University of California, United States
Dr. Mehran Kadkhodayan	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Hamid Moeenfar	Associate Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Behdad Moghtaderi	Professor	University of Newcastle, Australia
Dr. Mohammad Reza Mahpeykar	Professor	Ferdowsi University of Mashhad
Dr. Simin Nasser	Professor	Kennesaw, United States
Dr. Hamid Niazmand	Professor	Ferdowsi University of Mashhad

Text Editor: Dr. Y. Bina

Executive Director: T. Hooshmand

Typesetting: A. Noie

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics
Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad
P. O. Box: 91775-1111, Mashhad, I.R. IRAN

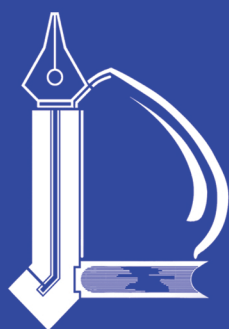
Tel: +98 51 38806024

Fax: +98 51 38763301

Email: ejour@um.ac.ir

Web site: <http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir>

Indexed in: ISC, SID, Magiran, EBSCO



Ferdowsi University
of Mashhad

Journal of
Applied and
Computational Sciences
in Mechanics

Serial No. 25

ISSN 2008 - 918X

Thermoeconomic Optimization of a Superheated Kalina Cycle for Various Geothermal Source Temperatures in Iran	1
Parisa Kazemiani-Najafabadi - Ehsan Amiri Rad	
An Experimental Study of Crooks Radiometer's Performance	17
Reza Arabpour - Ehsan Roohi	
Investigation of Down-Draught Effect on the Thermal Comfort Indexes in the Building with Glazing Envelope	35
Alireza Arab Solghar- Nowruz Heidari Mohammad Shafiei Dahej- Afshin Iranmanesh	
Numerical Simulation of Cranial Bone Perforation Process Using Water Jet	53
Shahed Al-Sadat Alavi- Masoud Ziaei-Rad Nima Jamshidi	
Numerical Analysis of Fuel Injection Impacts on Thrust-Vectoring in a Dual Throat Nozzle	71
Mohammad Reza Salimi- Rasoul Askari Majid Hasani	
Cooling Lithium-ion Battery Assemblies using Nanofluids by Heat Sink	93
Akram Jahanbakhshi - Afshin Ahmadi Nadooshan Morteza Bayareh	

Vol. 33, No.1,
Autumn 2021