

MECHANICS OF SMART STRUCTURES

Available Online at: <http://jmss.qut.ac.ir/>



Numerical study of the effect of baffle geometry on heat transfer and pressure drop in microchannels containing Newtonian and non-Newtonian fluids

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Authors

Hamidreza Bahrami*

Department of Mechanical
Engineering, Qom University of
Technology, Qom, Iran,

Hamidreza Farzadnia

Department of Mechanical
Engineering, Qom University of
Technology, Qom, Iran,

Mahziyar Ghaedi

School of Mechanical Engineering,
Iran University of Science and
Technology, Tehran, Iran,

*** Correspondence**

taleshbahrami@qut.ac.ir

Article History

Received: 08 Oct, 2025

Accepted: 06 Nov, 2025

ePublished: 13 Nov, 2025

ABSTRACT

In this study, the effects of different baffle geometries, including square, triangular, rectangular, and circular, on the flow and heat transfer in a microchannel are investigated. Numerical simulations are performed using ANSYS Fluent. Both Newtonian and non-Newtonian fluids (carboxymethyl cellulose) with concentrations of 1% and 2% are analyzed at a Reynolds number of 200. The results indicate that baffle geometry significantly influences flow separation, vortex formation, and heat transfer. The triangular baffle generates the strongest vortices and the highest Nusselt number, while rectangular and semicircular baffles show less pronounced effects. The square baffle produces stable vortices and achieves a favorable balance between heat transfer enhancement and pressure drop. Increasing the Reynolds number improves the Nusselt number and overall performance. For the 2% non-Newtonian fluid, the performance index exceeds unity for all geometries, indicating enhanced thermo-hydraulic efficiency. Overall, the triangular baffle achieves the highest heat transfer, whereas the square baffle provides the best overall performance.

Keywords: Newtonian fluids, non-Newtonian fluids, heat transfer, liquid coolant, sudden expansion, sudden contraction, baffle.

مجموع، بیشترین انتقال حرارت توسط بافل مثلثی و بهترین عملکرد کلی توسط بافل مربعی حاصل شده است.

کلید واژه‌ها

سیالات نیوتنی، سیالات غیرنیوتنی، انتقال حرارت، خنک‌کننده مایع، انبساط ناگهانی، انقباض ناگهانی، بافل

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۷/۱۶

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۸/۱۵

* نویسنده مسئول: taleshbahrami@qut.ac.ir

بررسی عددی اثر هندسه بافل بر انتقال حرارت و افت فشار در میکروکانال‌های حاوی سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی

حمیدرضا بهرامی*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

حمیدرضا فرزادینیا

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

مهزیار قاندي

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

۱ مقدمه

با کوچک‌تر شدن ابعاد و افزایش توان تجهیزات الکترونیکی، دفع حرارت به یکی از چالش‌های اصلی در طراحی و بهینه‌سازی این سامانه‌ها تبدیل شده است. استفاده از روش‌های مرسوم مانند فن و جریان هوای آزاد دیگر پاسخگوی نیاز حرارتی دستگاه‌های پرتوان نیست. از این‌رو، خنک‌کاری مبتنی بر مینی‌کانال‌ها به دلیل سطح تماس بالا با سیال و ظرفیت مناسب در دفع حرارت، به‌عنوان یکی از روش‌های مؤثر مطرح شده است. با این حال، در بسیاری از سامانه‌ها برای انطباق مسیر جریان با اجزای داخلی، هندسه کانال تغییر کرده و پله‌های پیش‌رو و پس‌رو ایجاد می‌شود. این تغییرات موجب تغییر در رفتار جریان، جدایش و تشکیل ناحیه بازچرخش شده و می‌تواند عملکرد حرارتی را تحت تأثیر قرار دهد. در سال‌های اخیر، استفاده از سیالات غیرنیوتنی نیز به‌عنوان رویکردی نوین برای بهبود انتقال حرارت مطرح شده است. این سیالات با ویژگی‌های رئولوژیکی خاص خود، امکان ارتقاء کارایی سامانه‌های خنک‌کاری را فراهم می‌آورند. بدین ترتیب، بررسی هم‌زمان اثر تغییرات هندسی و به‌کارگیری سیالات غیرنیوتنی می‌تواند راهکاری مؤثر برای بهینه‌سازی خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی فشرده باشد. بررسی‌های اخیر نشان داده‌اند که ویژگی‌های رئولوژیکی سیالات غیرنیوتنی و تغییرات هندسی

چکیده

در این پژوهش، اثر هندسه‌های مختلف بافل شامل مربعی، مثلثی، مستطیلی و دایره‌ای بر جریان و انتقال حرارت در یک میکروکانال بررسی شده است. تحلیل عددی با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت انجام گرفته است. سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی (کربوکسی‌متیل سلولز) با غلظت‌های ۱ و ۲ درصد در عدد رینولدز ۲۰۰ شبیه‌سازی شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که هندسه بافل تأثیر چشمگیری بر جدایش جریان، تشکیل گردابه‌ها و انتقال حرارت دارد. بافل مثلثی بیشترین عدد ناسلت و قوی‌ترین گردابه‌ها را ایجاد کرده است، در حالی که هندسه‌های مستطیلی و نیم‌دایره‌ای اثر کمتری داشته‌اند. بافل مربعی نیز با ایجاد گردابه‌های پایدار، تعادل مطلوبی میان بهبود انتقال حرارت و افت فشار برقرار کرده است. افزایش عدد رینولدز موجب بهبود عدد ناسلت و عملکرد کلی سامانه شده است. برای سیال غیرنیوتنی با غلظت ۲ درصد، شاخص عملکرد در همه هندسه‌ها بیش از یک بوده که نشان‌دهنده بهبود کارایی حرارتی-هیدرولیکی است. در

می‌توانند نقش مهمی در بهبود انتقال حرارت در کانال‌ها داشته باشند. موسوی و همکاران [1]، با مطالعه جریان سیال ویسکوالاستیک در کانال عمودی دارای پله رو به عقب گزارش کردند که ضخامت لایه مرزی سرعت و دما در مقایسه با سیال نیوتنی بیشتر بوده و عدد ناسلت در هر دو ناحیه کانال افزایش یافته است. این نتایج بیانگر اثر مثبت رفتار ویسکوالاستیک بر ارتقاء نرخ انتقال حرارت در هندسه‌های پیچیده است. طلایی و بهرامی [2]، با استفاده از بافل‌های متخلخل در کانال‌های با انبساط ناگهانی نشان دادند که موقعیت و شکل بافل تأثیر چشمگیری بر عملکرد حرارتی دارد. به‌ویژه قرارگیری بافل در دیواره آدیاباتیک موجب افزایش بیشتر عدد ناسلت و استفاده از بافل دوم در پایین دست باعث هدایت جریان به سمت دیواره گرم و بهبود انتقال حرارت شده است. همچنین ایجاد شیارهای متخلخل بر دیواره توانست تا $6/5$ برابر نسبت به حالت بدون بافل، نرخ انتقال حرارت را افزایش دهد. این یافته‌ها اهمیت به‌کارگیری سیالات غیرنیوتنی و پیکربندی بهینه بافل‌ها را در ارتقاء عملکرد حرارتی کانال‌ها به‌ویژه در اعداد رینولدز پایین نشان می‌دهد.

نبالی و بوهادف [3]، به بررسی انتقال حرارت در کانالی با جریان سیال غیرنیوتنی رقیق‌شونده در حضور بلوک‌های متخلخل پرداختند. نتایج نشان داد که استفاده از بلوک‌های متخلخل موجب بهبود قابل‌توجه انتقال حرارت، به‌ویژه در شرایط نفوذپذیری پایین می‌شود و در این حالت بیشترین کارایی با افزایش عدد ناسلت و کاهش افت فشار برای سیالات رقیق‌شونده حاصل می‌گردد. علاوه بر این، افزایش تعداد بلوک‌ها و تغییر ویژگی‌های جریان تأثیر چشمگیری بر رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی کانال داشته است.

چیپادا و همکاران [4]، اثر سرعت چرخشی در ورودی را بر انتقال حرارت جریان آرام سیال غیرنیوتنی با مدل قانون توانی در یک لوله دایره‌ای بررسی کردند. در این پژوهش چهار پارامتر بی‌بعد شامل شاخص قانون توانی، عدد رینولدز، عدد چرخش ورودی و

شعاع گذار پروفیل سرعت مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد که کاهش شاخص قانون توانی و افزایش عدد رینولدز موجب بهبود قابل توجه انتقال حرارت و افزایش عدد ناسلت می‌شود، درحالی‌که تأثیر عدد چرخش و شعاع گذار ضعیف‌تر است. همچنین مشخص شد که در نزدیکی ورودی، اثر جریان چرخشی برجسته‌تر بوده و سیال رقیق‌شونده در مقایسه با سیال غلیظ‌شونده دمای توده‌ای بالاتری در خروجی کانال دارد. ژانگ و همکاران [5]، در این مطالعه، تأثیر برآمدگی‌ها و فرورفتگی‌ها بر انتقال حرارت و افت فشار در کانال مستطیلی با استفاده از سیالات غیرنیوتنی بررسی شده است. سه نوع سیال غیرنیوتنی شامل محلول زانتان‌گام، کربوپول ۹۳۴ و پلی‌اکریل‌امید آزمایش شدند. نتایج نشان داد زانتان‌گام رفتار رقیق‌شوندگی قابل‌توجهی دارد و چینش متقاطع برآمدگی‌ها در مقایسه با چینش همراستا و فرورفتگی‌ها باعث افزایش بیشتر عدد ناسلت شده است. همچنین با افزایش غلظت سیال غیرنیوتنی، انتقال حرارت بهبود یافته است. پیمنتا و کامبوس [6]، در یک مطالعه، انتقال حرارت در جریان آرام توسعه‌یافته درون یک لوله مارپیچ برای سیالات نیوتنی (محلول‌های آبی گلیسرین) و غیرنیوتنی (محلول‌های آبی پلیمرهای سی‌ام‌سی) به‌صورت تجربی بررسی شده است. نتایج نشان دادند که محلول‌های سی‌ام‌سی به دلیل رفتار رقیق‌شونده، باعث افزایش عدد ناسلت نسبت به سیالات نیوتنی شده است. بنابراین سیالات غیرنیوتنی گزینه‌ای مناسبی برای سامانه‌های انتقال حرارت محسوب می‌شوند، به‌ویژه در مواردی که طراحی هندسی پیچیده و شرایط متغیر جریان وجود دارد. استفاده از این سیالات می‌تواند موجب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود.

بنور و همکاران [7]، اثر بافل، خمیدگی و چین‌خوردگی دیواره بر اختلاط و انتقال حرارت سیال رقیق‌شونده در یک مبدل حرارتی را بررسی کردند. سه پیکربندی شامل لوله چین‌خورده با بافل، لوله چین‌خورده بدون بافل و لوله صاف مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج نشان داد که پیکربندی با بافل و دیواره چین‌خورده

بیشترین بهبود را در عدد ناسلت دارد، به طوری که در اعداد رینولدز بالا نسبت به حالت بدون بافل و لوله صاف به ترتیب $9/32$ و $143/24\%$ افزایش مشاهده شد. همچنین بیشترین شاخص اختلاط در این پیکربندی حاصل شد و اختلاط کامل پس از چهارمین المان رخ داد، اگرچه افت فشار در این حالت بیشترین مقدار را نشان داد. اکبری و همکاران [8]، رفتار هیدرودینامیکی و انتقال حرارت نانوسیال غیرنیوتنی را تحت شرایط جریان آرام اجباری به صورت عددی بررسی کردند. سیال پایه مورد استفاده محلول آبی 0.5 درصد وزنی کربوکسی متیل سلولز به عنوان سیال غیرنیوتنی بود که نانوذرات آلومینا در آن با کسرهای حجمی 0.5 و $1/5$ درصد پراکنده شده بودند. شبیه سازی ها در یک میکروکانال دوبعدی با هندسه مستطیلی و در محدوده عدد رینولدز 10 تا 1000 انجام گرفت. نتایج نشان داد که افزایش غلظت نانوذرات و کاهش قطر آن ها موجب بهبود قابل توجه عملکرد حرارتی سیستم می شود و این اثر به ویژه در اعداد رینولدز بالاتر برجسته تر است. شمسی و همکاران [9]، جریان آرام سیال غیرنیوتنی رقیق شونده را در یک کانال مستطیلی با در نظر گرفتن نانوذرات مورد بررسی قرار دادند. سیال پایه محلول آبی حاوی 0.5% وزنی کربوکسی متیل سلولز بود و رفتار آن بر اساس مدل قانون توانی در نظر گرفته شد. برای بهبود ویژگی های انتقال حرارت، نانوذرات اکسید آلومینیوم با درصدهای حجمی مختلف (0 تا 2%) و اندازه های 25 ، 45 و 100 نانومتر به سیال افزوده شد. دیواره پایینی کانال تحت شار حرارتی ثابت قرار داشت و تأثیر نصب ریب های مثلثی با زوایای حمله 30 ، 45 و 60 درجه نیز تحلیل شد. نتایج نشان داد که کاهش اندازه نانوذرات و افزایش غلظت حجمی آن ها موجب بهبود عدد ناسلت شده و ریب با زاویه حمله 30 درجه بیشترین انتقال حرارت همراه با کمترین افت فشار را ایجاد کرده است. گرایلی نژاد و همکاران [10]، جابجایی اجباری در میکروکانال برای سیالات غیرنیوتنی با مدل قانون توانی نیز با استفاده از روش شبکه بولتزمن مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه عبارت اتلاف لزج و شرط لغزش

روی دیواره در نظر گرفته شد و مسئله برای مقادیر مختلف عدد رینولدز، پراتل و ضرایب لغزش تحلیل گردید. نتایج نشان داد که عدد ناسلت متوسط برای سیالات رقیق شونده ($n < 1$) بیشتر از حالت نیوتنی ($n = 1$) و غلیظ شونده برشی ($n > 1$) است. همچنین در عدد رینولدز 30 ، افزایش ضریب لغزش موجب افزایش عدد ناسلت متوسط شده و بهبود انتقال حرارت جابجایی را به همراه داشته است. علاوه بر این، ضریب اصطکاک در طول کانال به دلیل تغییر گرادیان سرعت کاهش یافته است. یافته ها بیانگر آن است که شرط لغزش می تواند مکانیسم انتقال حرارت جابجایی در سیالات غیرنیوتنی را به طور محسوسی ارتقاء دهد. ایزدپناه و همکاران [11]، در یک مطالعه عددی، اثر تیغه های چرخان و نوسانی بر انتقال حرارت سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در کانال بررسی شد. سیالات غیرنیوتنی بر اساس مدل قانون توانی در دو حالت رقیق شونده و غلیظ شونده برشی شبیه سازی گردیدند. نتایج نشان داد که حضور تیغه، چه در حالت ثابت و چه چرخان، همواره موجب بهبود انتقال حرارت می شود، هرچند شدت این بهبود به شاخص قانون توانی وابسته است. با افزایش شاخص قانون توانی، انتقال حرارت کاهش می یابد، اما بیشترین بهبود مربوط به تیغه ثابت در حالت $n = 0.4$ بوده که افزایش $58/7$ درصدی نسبت به کانال مستقیم ایجاد کرده است. لی و همکاران [12]، تأثیر بافل متخلخل بر جریان داخلی و انتقال حرارت در پله رو به عقب را بررسی کردند. پارامترهای هندسی بافل (ارتفاع، عرض، فاصله از پله) و خواص متخلخل (عدد دارسی) و عدد رینولدز مورد تحلیل قرار گرفته است. نتایج نشان داد با افزایش عدد رینولدز، انتقال حرارت تا 35% بهبود می یابد و افزایش طول بافل نیز باعث افزایش انتقال حرارت تا 32% می شود.

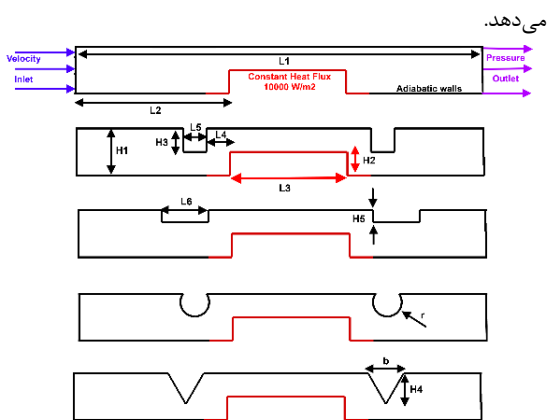
مروری بر مطالعات گذشته نشان می دهد که استفاده از سیالات غیرنیوتنی در بهبود فرآیند انتقال حرارت همواره مورد توجه پژوهشگران بوده است. یافته های مختلف حاکی از آن است که به کارگیری عناصری همچون بلوک ها و بفل های متخلخل یا تغییر در هندسه کانال می تواند به طور مؤثری نرخ انتقال حرارت را

به مطالعات پیشین در زمینه جریان‌های دارای پله‌های پیش‌رو و پس‌رو و نیز کانال‌های با انقباض و انبساط متوالی توجه می‌شود. تحقیقات تجربی و عددی متعددی نشان داده‌اند که در نسبت‌های بالای عرض به ارتفاع کانال (نسبت منظر زیاد)، میدان جریان در ناحیه میانی کانال ماهیتا دوبعدی باقی می‌ماند و اثرات سه‌بعدی عمدتاً در مجاورت دیواره‌های جانبی مشاهده می‌شوند. علاوه بر این، در شرایط جریان آرام و پایا، تلاطم و اندرکنش‌های عرضی بسیار ناچیز بوده و توزیع متغیرها در راستای عرض کانال تقریباً یکنواخت است. از این‌رو، فرض دوبعدی نه تنها موجب کاهش چشمگیر هزینه‌ی محاسباتی می‌شود، بلکه قادر است رفتار فیزیکی غالب بر میدان جریان و انتقال حرارت را با دقت مناسبی بازنمایی کند [14-16]. در این مدل، تمامی دیواره‌ها به‌صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌اند و تنها بر روی پله‌های پیش‌رو، پس‌رو و نواحی مجاور آن‌ها شار حرارتی ثابت اعمال شده است تا شرایط واقعی دفع حرارت از اجزای الکترونیکی شبیه‌سازی شود. در جدول ۲ شرایط مرزی به‌طور دقیق ارائه شده است. ابعاد دقیق هندسه در جدول ۱ ارائه شده است، همچنین نمای کلی دامنه محاسباتی و هندسه‌های بررسی شده و شماتیک بافل‌ها در شکل ۱ نمایش داده شده است. همچنین جدول ۳ جدول ۴ و جدول ۴ ویژگی‌های سیال غیرنیوتنی کربوکسی‌متیل سلولز-آب (۰ تا ۳ درصد) را نشان

افزایش دهد. با این وجود، چالش‌هایی مانند افت فشار بالا و محدودیت هدایت حرارتی همچنان مطرح است. بنابراین، توسعه رویکردهای نوین و طراحی بهینه هندسه‌ها و شرایط مرزی برای افزایش راندمان حرارتی امری ضروری به نظر می‌رسد. در همین راستا، پژوهش حاضر به بررسی اثر استفاده از بافل‌های جامد در کانالی با پله‌های پیش‌رو و پس‌رو برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی می‌پردازد تا شرایط بهینه از منظر افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار شناسایی و معرفی گردد.

۲ بیان مسئله و فرمولاسیون

در تحلیل‌های عددی مربوط به سامانه‌های خنک‌کاری، تعیین دقیق هندسه کانال، اعمال شرایط مرزی مناسب و انتخاب فرضیات ساده‌سازی از عوامل کلیدی برای دستیابی به نتایج معتبر محسوب می‌شوند. در پژوهش حاضر، هندسه مورد مطالعه یک مینی‌کانال دوبعدی با ساختار انقباض و انبساط متوالی است که در آن پله‌های پیش‌رو و پس‌رو به‌صورت متناوب در مسیر جریان تعبیه شده‌اند. چنین ساختاری می‌تواند شرایط مشابهی از محیط‌های واقعی خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی را بازآفرینی کند، جایی که تغییرات هندسی ناگزیر موجب ایجاد نواحی با دمای حرارتی بالا می‌شوند. در این مدل، دیواره مجاور تجهیز الکترونیکی تحت شار حرارتی ثابت برابر با $10^{-4} \left(\frac{W}{m^2}\right)$ قرار گرفته است. این مقدار با نرخ گرمایش تولیدی در نواحی فعال حرارتی تراشه‌ها و ماژول‌های الکترونیکی مطابقت دارد و از مقادیر رایج در پژوهش‌های تجربی مرتبط با خنک‌کاری مینی‌کانال‌ها در شرایط کاری واقعی تبعیت می‌کند [13]. اعمال این شار حرارتی امکان شبیه‌سازی دقیق پدیده‌های انتقال حرارت در سطح تماس سیال و دیواره را فراهم می‌سازد و رفتار حرارتی سیستم را در شرایط عملیاتی بازتولید می‌کند. برای افزایش دقت و درعین حال کاهش هزینه‌های محاسباتی، شبیه‌سازی‌ها به‌صورت دوبعدی، پایا و تراکم‌ناپذیر انجام شده است. فرض دوبعدی بودن مدل با استناد



شکل ۱ پیکربندی هندسه‌های بررسی شده در پژوهش حاضر

(به ترتیب بدون بافل، بافل مربعی، بافل مستطیلی، بافل دایروی، بافل مثلثی)

جدول ۱ ابعاد هندسه حاضر

مقدار	واحد	پارامتر
۲	mm	H1
۱	mm	H2
۱	mm	H3
۱	mm	H4
۰/۵	mm	H5
۵۰	mm	L1
۲۲/۵	mm	L2
۵	mm	L3
۱	mm	L4
۱	mm	L5
۲	mm	L6
۰/۵۶۴	mm	r
۲	mm	b

جدول ۲ شرایط مرزی هندسه حاضر

شار ثابت	$q''=10000(W/m^2)$	دیواره داغ
آدیاباتیک	$q''=0(W/m^2)$	دیواره ها
$Re=100 - 200 - 300$		ورودی کانال
فشارخروجی (اتمسفریک)		خروجی کانال

جدول ۳ خواص ترموفیزیکی سیال غیرنیوتنی آب و کربوکسی متیل سلولز

هدایت حرارتی، k	گرمای ویژه، C_p	چگالی، ρ	سیال
(W/m.K)	(J/kg-°C)	(kg/m³)	
۰/۶۱۳	۴۱۷۹	۹۹۷/۱	کربوکسی متیل سلولز-آب (۰ تا ۳ درصد)

جدول ۴ پارامترهای مدل قانون توانی در توصیف رفتار رئولوژیکی کربوکسی متیل سلولز-آب (۰ تا ۳ درصد) [17]-[18]

n	m(Pa.s ⁿ)	سیال نیوتنی و غیرنیوتنی
۱	۰/۰۰۰۸۵۵	آب خالص
۰/۹۱	۰/۰۰۶۳۱۹	کربوکسی متیل سلولز-آب ۱ درصد
۰/۸۵	۰/۰۱۷۵۴۰	کربوکسی متیل سلولز-آب ۲ درصد

معادلات حاکم بر مسئله حاضر برای ناحیه محاسباتی به صورت دوبعدی در نظر گرفته شده اند. در این تحلیل فرض می شود که جریان سیال پایا، آرام و تراکم ناپذیر بوده و اثرات ناشی از نیروی گرانش در میدان جریان قابل اغماض است. به منظور شبیه سازی رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی، از مدل تک فاز استفاده شده است؛ بدین معنا که سیال غیرنیوتنی به عنوان یک محیط پیوسته در نظر گرفته می شود. معادلات پایه مورد استفاده شامل معادله پیوستگی، معادلات مومنوم و معادله انرژی هستند که مستقیماً از قوانین بقای جرم، مومنوم و انرژی استخراج می شوند. این معادلات در چارچوب روش حجم محدود گسسته سازی شده و به منظور تحلیل دقیق میدان جریان و انتقال حرارت در هندسه مورد نظر مورد استفاده قرار می گیرند. جهت شبیه سازی عددی، از نرم افزار انسیس فلونت^۱ نسخه ۲۰۲۱ استفاده شده است. حل گر مورد استفاده از نوع فشار-مبنا بوده و کوپل فشار و سرعت با روش سیمپل^۲ انجام گرفته است. برای افزایش دقت محاسبات، گسسته سازی معادلات فشار، مومنوم و انرژی با طرح بالادست مرتبه دوم^۳ صورت گرفته است. معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی و مؤلفه های سرعت در جهات مختلف برابر 10^{-6} با و برای معادله انرژی برابر با 10^{-8} در نظر گرفته شده است [19]. بدین ترتیب، امکان پیش بینی تغییرات سرعت، فشار و دما درون مینی کانال فراهم شده و نقش پارامترهای هندسی و شرایط مرزی بر عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی سامانه به طور جامع بررسی می شود. بنابراین، معادلات حاکم بر جریان دوبعدی آرام، تراکم ناپذیر و پایا، یعنی معادلات (۱) تا (۴)، به ترتیب بیانگر معادلات پیوستگی، مومنوم و انرژی هستند [20] [9] [21]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

¹ Ansys fluent

² SIMPLE Method

³ Second Order Upwind

همچنین، به منظور ارزیابی هم‌زمان بهبود انتقال حرارت و افزایش افت فشار ناشی از حضور بافل و شکل هندسی کانال، شاخص عملکرد^۴ حرارتی بر اساس رابطه‌ی (۱۳) محاسبه می‌شود [27]:

$$PEC = \frac{\left(\frac{Nu_m}{Nu_{m0}}\right)}{\left(\frac{\Delta P_m}{\Delta P_{m0}}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (13)$$

در این رابطه، Nu_m و ΔP_m به ترتیب عدد ناسلت متوسط و افت فشار جریان در کانال پله پیش‌رو و پس‌رو در حضور بافل است. همچنین Nu_{m0} و ΔP_{m0} نیز به ترتیب عدد ناسلت متوسط و افت فشار پله پیش‌رو و پس‌رو بدون بافل است.

۳ استقلال حل از شبکه

به منظور اطمینان از صحت نتایج عددی و حذف وابستگی آن‌ها به شبکه تولیدشده، استقلال از شبکه انجام گرفته است. در این بررسی، هندسه مورد نظر شامل کانال دارای بافل جامد بوده و توان پمپ به عنوان معیار مقایسه انتخاب شده است. همان‌طور که در

جدول ۵ مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان‌ها و ریزتر شدن شبکه، دقت نتایج افزایش یافته و اختلاف بین داده‌های به‌دست‌آمده کاهش می‌یابد. روند همگرایی نشان می‌دهد که اختلاف نتایج در دو شبکه‌ی پایانی کمتر از یک آستانه مشخص بوده است؛ از این‌رو، شبکه‌ای که در مرحله‌ی پیشین استفاده شده و مقادیر آن اختلاف ناچیزی با شبکه‌ی نهایی دارد، به عنوان شبکه بهینه انتخاب و در ادامه شبیه‌سازی‌ها به کار گرفته شده است.

جدول ۵ پیکربندی هندسه دارای بافل

اختلاف توان پمپ (%)	توان پمپ (kW)	اختلاف (%)	اندازه شبکه
۳.۱	۱۱۶۹.۶۵۴	۸۴.۰۸	۹۳۰۰
۲.۶۷	۱۱۶۴.۸۵۵	۸۰.۰۲	۱۱۵۷۰

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

محلول آب و کربوکسی‌متیل سلولز دارای رفتار رئولوژیکی شبه‌پلاستیک است. برای توصیف لزجت ظاهری این سیال، می‌توان از مدل قانون توانی استفاده کرد، که روابط آن به صورت زیر بیان می‌شوند [22,23]:

$$u_{nf} = m \cdot \gamma^{n-1} \quad (5)$$

$$\tau = m \cdot \gamma^n \quad (6)$$

در روابط (۵) و (۶)، $\dot{\gamma}$ نشان‌دهنده‌ی نرخ برش سیال غیرنیوتنی است درحالی‌که m و n به ترتیب بیانگر شاخص قوام (پایداری یا چسبندگی) و نمای توان در مدل قانون توانی می‌باشند.

معادلات مربوط به پارامترهای جریان، به ترتیب شامل عدد رینولدز برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی، عدد ناسلت، قطر هیدرولیک، در روابط (۷) تا (۱۰) ارائه شده‌اند [24]-[25]:

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} \quad (7)$$

$$Re = 2^{3-n} \left(\frac{n}{3n+1} \right)^n \left(\frac{\rho u_i^{2-n} D_h^2}{m} \right) \quad (8)$$

$$Nu = h \times \frac{D_h}{k} \quad (9)$$

$$D_h = 2H_1 \quad (10)$$

همچنین افت فشار و ضریب اصطکاک از روابط (۱۱) و (۱۲) محاسبه می‌شود [26]:

$$\Delta P = P_{inlet} - P_{outlet} \quad (11)$$

$$f = \frac{2D_h \Delta P}{L \rho U_{in}^2} \quad (12)$$

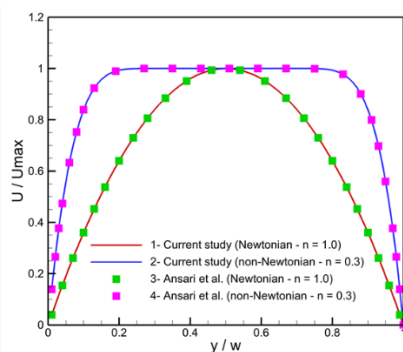
در رابطه‌ی (۱۱) P_{inlet} و P_{outlet} به ترتیب نمایانگر فشار در مقطع ورودی و خروجی میلی کانال هستند.

⁴ Performance Index

انطباق قابل توجهی میان شبیه سازی عددی و داده های مرجع وجود دارد. میزان اختلاف مشاهده شده در بیشترین حالت کمتر از ۸ درصد بوده که در محدوده ی خطای مجاز قرار دارد. این نتیجه تأیید می کند که مدل عددی به کار رفته توانایی مناسبی در بازتولید رفتار واقعی جریان سیال غیرنیوتنی در لوله دارد و می تواند به عنوان ابزاری معتبر برای ادامه ی تحلیل ها مورد استفاده قرار گیرد.

جدول ۶ نتایج تحقیق حاضر و یافته های تحقیقات پیشین در خصوص طول ناحیه بازگشتی

خطا	طول ناحیه بازچرخشی	مطالعات
رینولدز ۱۰		
---	۰/۵۵	مطالعه حاضر
۰٪	۰/۵۵	آرمالی و همکاران (آزمایشگاهی) [30]
۰٪	۰/۵۵	وو و کومار (عددی) [31]
۰٪	۰/۵۵	ایساخو و همکاران (عددی) [32]
رینولدز ۵۰		
---	۱/۵۸	مطالعه حاضر
۱/۲۹٪	۱/۵۵	آرمالی و همکاران (آزمایشگاهی) [30]
۱/۲۸٪	۱/۵۶	وو و کومار (عددی) [31]
۱/۲۹٪	۱/۵۵	ایساخو و همکاران [32]
رینولدز ۱۰۰		
---	۲/۶۹	مطالعه حاضر
۱/۵٪	۲/۶۵	آرمالی و همکاران (آزمایشگاهی) [30]
۲/۲۸٪	۲/۶۳	وو و کومار (عددی) [31]
۲/۲۸٪	۲/۶۳	ایساخو و همکاران (عددی) [32]

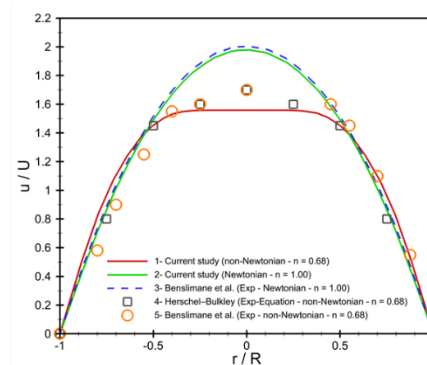


شکل ۲ مقایسه پروفیل سرعت استخراج شده توسط انصاری و همکاران [28] و نتایج عددی به دست آمده در مطالعه حاضر

۴ اعتبار سنجی

در این بخش، به منظور افزایش دقت و اطمینان از اعتبار نتایج شبیه سازی، طول ناحیه ی اتصال مجدد جریان پس از عبور از پله ی پس رو مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته است. برای این منظور، داده های به دست آمده از شبیه سازی حاضر با نتایج گزارش شده در مطالعات پیشین در اعداد رینولدز مختلف مقایسه شده اند. جدول ۶ این مقایسه را به صورت خلاصه نشان می دهد. همان گونه که مشاهده می شود، نتایج حاصل از این پژوهش تطابق مناسبی با داده های موجود در منابع معتبر دارند و صحت مدل سازی عددی را تأیید می کنند. همچنین در اعتبارسنجی دیگر، انصاری و همکاران [28]، در یک مطالعه تحلیلی، رفتار پروفیل سرعت سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی که شامل سیالات غلیظ شوند (n>1) و رقیق شوند (n<1) در یک کانال مستطیلی را مورد بررسی قرار دادند. شکل ۲ پروفیل سرعت در ناحیه ی توسعه یافته ی یک کانال مستطیلی را برای دو نوع سیال، شامل سیال نیوتنی (n=1) و سیال غیرنیوتنی رقیق شوند (n=۰/۳)، نمایش می دهد. این نمودار بر اساس نتایج تحلیلی گزارش شده توسط انصاری و همکاران [28]، ترسیم شده است. مقایسه ی داده های عددی پژوهش حاضر با نتایج تحلیلی مذکور، انطباق بسیار مناسبی را نشان می دهد که بیانگر دقت بالای مدل سازی عددی در شبیه سازی رفتار سیال غیرنیوتنی است. به منظور افزایش اطمینان از دقت مدل عددی، یک مقایسه ی دیگر نیز برای پروفیل توزیع سرعت سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی انجام شده است. در این اعتبارسنجی، نتایج به دست آمده از شبیه سازی حاضر با داده های تحلیلی و همچنین نتایج آزمایشگاهی محققان پیشین [29] تطبیق داده شده است. شکل ۳ نشان می دهد که

انتقال حرارت در این دو هندسه پایین‌تر از حالت مثلثی است. بافل مربعی عملکردی بینابین داشته و با ایجاد جدایش نسبتاً قوی، گردابه‌های پایداری تولید نموده که انتقال حرارت مناسبی را نسبت به هندسه‌های مستطیلی و دایره‌ای فراهم کرده است. در حالت بدون بافل، جریان کمترین آشفتگی و بیشترین ضخامت لایه حرارتی را داشته و بنابراین پایین‌ترین میزان انتقال حرارت ثبت گردیده است. نتایج عدد ناسلت متوسط برای هندسه‌های مختلف در سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در شکل ۶ گزارش شده است. مطابق این یافته‌ها، در تمامی هندسه‌ها استفاده از سیال غیرنیوتنی سی‌ام‌سی موجب افزایش محسوس انتقال حرارت نسبت به آب خالص شده است. این افزایش ناشی از رفتار برش‌رقیق سی‌ام‌سی است؛ به‌طوری‌که در نواحی با نرخ برش بالا، ویسکوزیته مؤثر کاهش یافته و موجب تشکیل گردابه‌های قوی‌تر و بزرگ‌تر و در نتیجه افزایش اختلاط حرارتی و عدد ناسلت می‌شود. این روند به‌ویژه در هندسه‌های مثلثی و مربعی چشمگیرتر است، علت این امر آن است که در هندسه مثلثی، نوک تیز بافل موجب جدایش شدید جریان و تشکیل گردابه‌های بزرگ و قوی می‌شود که اختلاط سیال و نازک شدن لایه حرارتی نزدیک دیواره را به‌طور محسوسی تقویت می‌کند. در هندسه مربعی نیز وجود لبه‌های تیز در چهار گوشه بافل، موجب ایجاد گردابه‌های پایدار و یکنواخت در پشت بافل شده و بدین ترتیب نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در مقابل، هندسه‌های مستطیلی و دایره‌ای به دلیل سطح کشیده‌تر یا لبه‌های نرم‌تر، جدایش جریان ضعیف‌تری ایجاد می‌کنند و بنابراین گردابه‌های کوچک‌تر و کم‌انرژی‌تری تشکیل می‌شود که بهبود انتقال حرارت در آن‌ها کمتر است. بنابراین، بیشترین انتقال حرارت به هندسه مثلثی اختصاص یافته و پس از آن هندسه مربعی قرار دارد. در مقابل، کانال بدون بافل پایین‌ترین میزان انتقال حرارت را

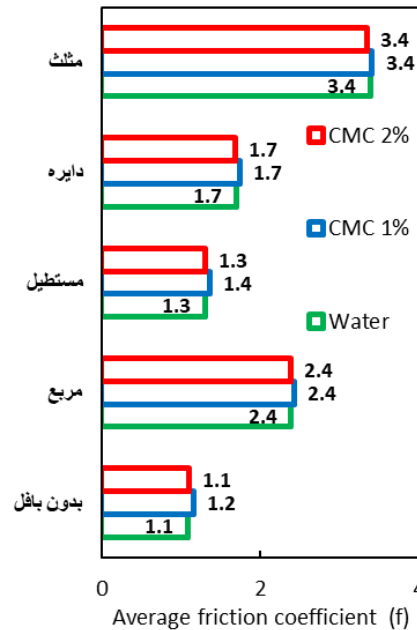
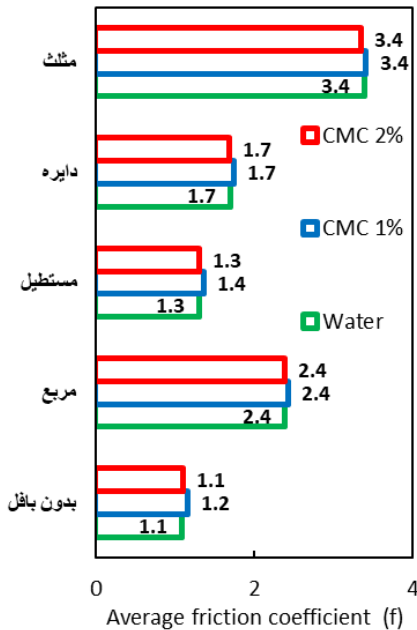


شکل ۳ اعتبارسنجی نتایج عددی مطالعه حاضر با نتایج تحلیلی و آزمایشگاهی بر اساس توزیع پروفیل سرعت درون لوله مطابق با مطالعات پیشین [29]

۵ نتایج و بحث

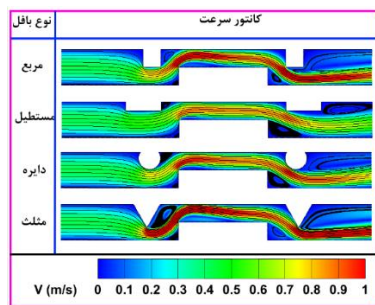
در این بخش، اثر شکل‌های مختلف بافل شامل هندسه‌های مربعی، مثلثی، مستطیلی و دایره‌ای در یک میکروکانال حاوی سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا، خطوط جریان برای سیالات نیوتنی و همچنین سیال غیرنیوتنی سی‌ام‌سی با غلظت‌های ۱٪ و ۲٪ در عدد رینولدز ۲۰۰ در شکل ۴ ارائه شده‌اند. بررسی‌ها در چندین هندسه مختلف شامل بافل‌های مثلثی، مربعی، مستطیلی، دایره‌ای و همچنین کانال بدون بافل صورت پذیرفته است. نتایج حاصل از کانتورهای سرعت نشان می‌دهد که هندسه بافل تأثیر مستقیم بر الگوی جریان و نواحی بازچرخش دارد. در هندسه مثلثی، به دلیل لبه نوک‌تیز، جریان دچار جدایش شدید شده و گردابه‌های بزرگ و پرفشار در پشت بافل تشکیل می‌شوند. این پدیده موجب افزایش اختلاط و تقویت شیب دمایی در دیواره گردیده که در کانتورهای دما (شکل ۵) به وضوح مشاهده شد. در این حالت، تراکم خطوط هم‌دما پیرامون بافل مثلثی بیشتر بوده و نشان‌دهنده افزایش عدد ناسلت است. در مقابل، هندسه‌های دایره‌ای و مستطیلی به دلیل لبه‌های نرم‌تر یا سطوح کشیده‌تر، جدایش ملایم‌تری را تجربه کرده و گردابه‌های ضعیف‌تری تولید می‌کنند؛ در نتیجه، نرخ

داراست. بررسی افت فشار در تحمیل می‌کند. مطابق

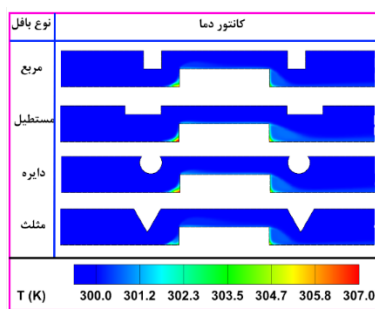


شکل ۷ (ب)، ضریب اصطکاک داری برای تمامی هندسه‌های بافل در رژیم جریان آرام و عدد رینولدز ثابت، در میان سیالات مختلف (آب، سی‌ام‌سی یک و دو درصد) تقریباً مقدار ثابتی دارد. این رفتار با مبانی مکانیک سیالات سازگار است؛ زیرا در جریان آرام، ضریب اصطکاک تنها به شکل هندسی مجرا وابسته بوده و برای عدد رینولدز یکسان تغییر نمی‌کند. هرچند افزایش غلظت سیال غیرنیوتنی موجب افزایش افت فشار می‌شود، اما به دلیل هم‌زمانی افزایش سرعت جریان برای حفظ عدد رینولدز ثابت، این اثر در تعریف ضریب اصطکاک خنثی می‌گردد. از این رو، تفاوت غلظت تنها بر افت فشار مؤثر است. در مقابل، اختلاف محسوس میان مقادیر ضریب اصطکاک در هندسه‌های مختلف، بیانگر نقش تعیین‌کننده طراحی هندسی در مقاومت جریان و افت فشار است. در ادامه، اثر عدد رینولدز بر انتقال حرارت و ضریب عملکرد (PEC) در شکل ۸ نشان داده شده است. نتایج بیانگر آن است که با افزایش رینولدز، عدد ناسلت روندی صعودی داشته و بیانگر تقویت جابه‌جایی اجباری و افزایش نرخ انتقال

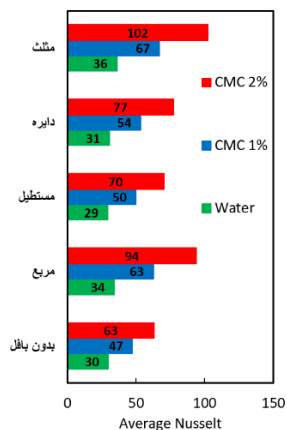
شکل ۷ (الف) نشان می‌دهد که افزایش انتقال حرارت همراه با افزایش مقاومت هیدرودینامیکی است. در این میان، بافل مثلی بیشترین افت فشار را ایجاد کرده است؛ به‌طوری‌که در غلظت دو درصد سی‌ام‌سی افت فشار به مقدار 1755 Pa رسیده که سه برابر حالت بدون بافل است. پس از آن هندسه مربعی و سپس دایره‌ای قرار دارند، در حالی که بافل مستطیلی کمترین افت فشار را در بین هندسه‌های دارای بافل ایجاد کرده است. به‌طور طبیعی، کانال بدون بافل نیز کمترین افت فشار را دارا می‌باشد. علت این تفاوت‌ها به نحوه تشکیل و شدت گردابه‌ها مربوط است؛ به‌طور خاص، لبه نوک‌تیز بافل مثلی موجب جدایش شدید جریان و افزایش سطح تماس با دیواره شده که اگرچه به افزایش انتقال حرارت منجر می‌شود، اما افت فشار بسیار بالایی را نیز



شکل ۴ کانتور سرعت و خطوط جریان سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در بافل‌های مختلف ($Re=200$)

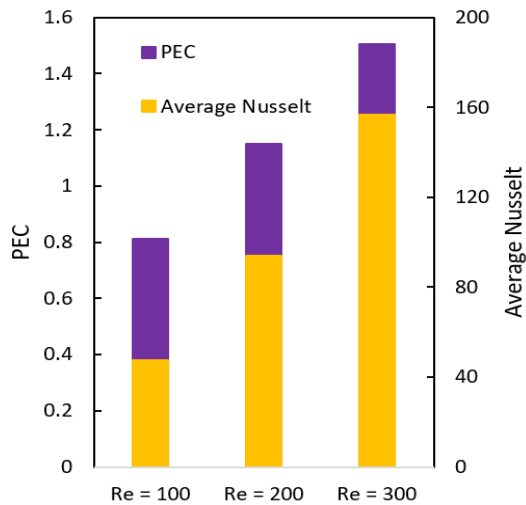


شکل ۵ کانتورهای دما برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در بافل‌های مختلف ($Re=200$)

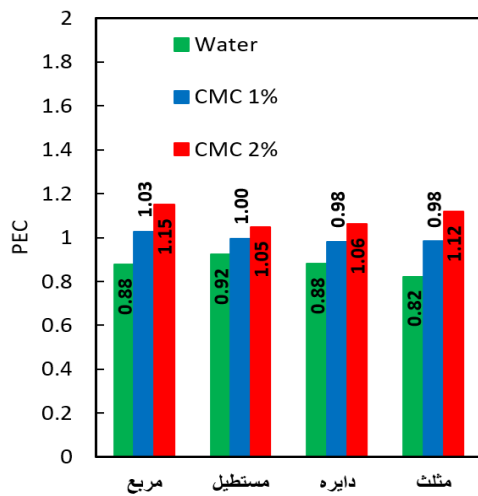


شکل ۶ تغییرات عدد ناسلت متوسط برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در بافل‌های مختلف ($Re=200$)

حرارت است. بررسی مقادیر PEC نیز نشان می‌دهد که در رینولدز پایین ($Re=100$) مقدار این شاخص کمتر از یک (۰٫۸۱) است که بدین معناست افزایش افت فشار غالب بوده و عملکرد سیستم مطلوب نیست. با افزایش رینولدز به مقدار ۲۰۰، PEC به ۱٫۵ رسیده که بیانگر تعادل نسبی بین انتقال حرارت و افت فشار است. در نهایت، در $Re=300$ مقدار PEC به ۱٫۵ افزایش یافته و نشان‌دهنده عملکرد بهینه‌تر سیستم است. مقادیر PEC برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در شکل ۹ ارائه گردیده است. در سیال نیوتنی، تمامی هندسه‌ها مقادیری کمتر از یک نشان داده‌اند، به این معنا که افزایش انتقال حرارت نتوانسته اثر منفی افت فشار را جبران کند. در سیال سی‌ام‌سی با غلظت ۱ درصد، PEC مقادیری نزدیک یا اندکی بالاتر از یک داشته و تعادل نسبی میان انتقال حرارت و افت فشار ایجاد شده است. در نهایت، در غلظت ۲ درصد سی‌ام‌سی، تمامی هندسه‌ها مقادیر PEC بالاتر از یک ثبت کرده‌اند. بهترین عملکرد در این شرایط متعلق به بافل مربعی بوده که مقدار PEC آن به ۱٫۱۵ رسیده است. این امر نشان می‌دهد که هندسه مربعی توانسته تعادلی بهینه میان افزایش انتقال حرارت و افت فشار برقرار کند. هرچند هندسه مثلثی بیشترین انتقال حرارت را ایجاد نموده است، اما افت فشار بسیار بالای آن موجب کاهش PEC نسبت به هندسه مربعی شده است. به‌طور خلاصه، نتایج این بخش نشان می‌دهد که استفاده از سیال غیرنیوتنی سی‌ام‌سی با غلظت ۲ درصد بیشترین بهبود انتقال حرارت را به همراه داشته است. همچنین از میان هندسه‌های بررسی‌شده، بافل مثلثی بیشترین نرخ انتقال حرارت را ایجاد کرده است، اما از منظر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی، هندسه مربعی بهترین تعادل را میان افزایش انتقال حرارت و افت فشار ارائه نموده و در نتیجه به‌عنوان هندسه بهینه معرفی می‌شود.



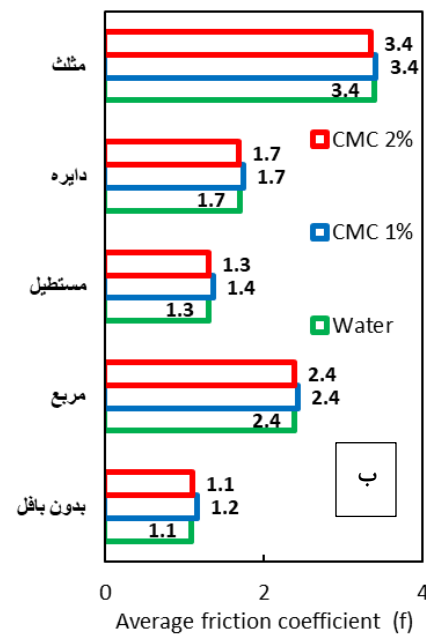
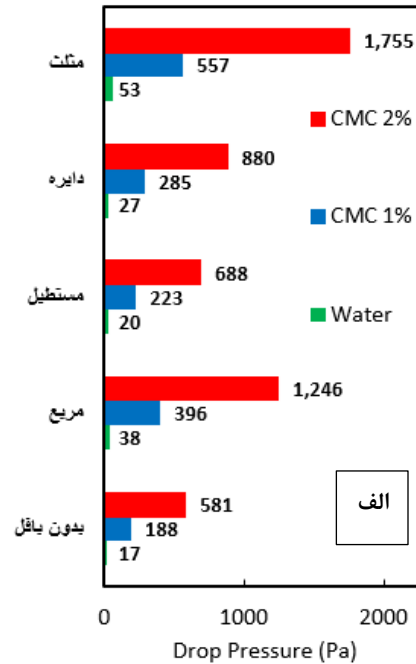
شکل ۸ تاثیر عدد رینولدز بر عدد ناسلت متوسط و ضریب عملکرد



شکل ۹ شاخص ارزیابی عملکرد سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی برای بافل‌های مختلف ($Re=200$)

۶ نتیجه‌گیری

هدف از مطالعه حاضر، بررسی رفتار جریان و انتقال حرارت در حضور هندسه‌های مختلف بافل شامل مربعی، مثلثی، دایره‌ای و مستطیلی در یک میکروکانال حاوی سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی



شکل ۷ تغییرات افت فشار (الف)، ضریب اصطکاک (ب) برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی در بافل‌های مختلف ($Re=200$)

q''	شار حرارتی $(\frac{W}{m^2})$	بوده است. نتایج حاصل از این بررسی را می‌توان به‌صورت زیر خلاصه نمود:
Re	عدد رینولدز (-)	• بیشترین انتقال حرارت توسط سیال سی‌ام‌سی با غلظت ۲٪ به دست آمد.
T	دما (C, K)	• بافل مثلی بیشترین عدد ناسلت را ایجاد کرد، اما همراه با افت فشار بسیار بالا و پیچیدگی ساخت بود.
u	سرعت سیال در راستای محور افقی (m/s)	• بافل دایره‌ای و مستطیلی افت فشار کمتری داشتند، ولی انتقال حرارت محدودتریدر مقایسه با دیگر بافل‌ها ارائه کردند.
V	سرعت سیال در راستای محور عمودی (m/s)	• ترکیب بافل مربعی و سیال سی‌ام‌سی با غلظت ۲٪ بهترین تعادل میان بهبود انتقال حرارت، کاهش افت فشار و سهولت ساخت را فراهم نمود.
T_0	دمای ورودی سیال به کانال (K)	• بافل مربعی، با توزیع یکنواخت جریان، نه تنها نواحی داغ مستعد تخریب حرارتی را مؤثرتر خنک می‌کند، بلکه با افت فشار معتدل و ساخت ساده، گزینه‌ای بهینه برای مبدل‌ها و خنک‌کننده‌های میکروسیستمی محسوب می‌شود. انتخاب این هندسه، عملکرد حرارتی-هیدرولیکی مطلوب و ایمنی حرارتی تجهیزات حساس را تضمین می‌کند.
PEC	معیار ارزیابی عملکرد (-)	
μ	لزجت دینامیکی سیال (Pa.s)	
m	شاخص قوام - پایداری سیال غیرنیوتنی (Pa.s)	
n	شاخص توانی سیال نیوتنی و غیرنیوتنی (-)	

منابع

- [1] R. Moosavi, R. Moltafet, Y. Shekari, Analysis of viscoelastic non-Newtonian fluid over a vertical forward-facing step using the Maxwell fractional model, *Applied Mathematics and Computation* 401 (2021) 126119. <https://doi.org/10.1016/j.amc.2021.126119>.
- [2] H. Talaei, H.-R. Bahrami, Backward-facing step heat transfer enhancement: a systematic study using porous baffles with different shapes and locations and corrugating after step wall, *Heat Mass Transfer* 59 (2023) 2213–2230. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03401-8>.
- [3] R. Nebbali, K. Bouhade, Non-Newtonian fluid flow in plane channels: Heat transfer enhancement using porous blocks, *International Journal of Thermal Sciences* 50 (2011) 1984–1995. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.04.013>.
- [4] G.K. Chippada, T. Kurian, P. Kaushik, Heat transfer of laminar non-Newtonian fluid flow through pipes boosted by inlet swirl, *J Therm Anal Calorim* 149 (2024) 1777–1791. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12731-y>.

فهرست علائم

C_p	گرمای ویژه $(\frac{kJ}{kg \cdot C})$
D_h	قطر هیدرولیکی کانال دوبعدی (m)
h	ضریب انتقال حرارت $(\frac{W}{m^2 \cdot K})$
k	هدایت حرارتی $(\frac{W}{m \cdot K})$
Nu	عدد ناسلت (-)
P	فشار (Pa)

- Transfer 118 (2020) 104836. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104836>.
- [14] A. Van Hirtum, A. Bouvet, X. Pelorson, Friction factors for idealised 2D stratified channel flow, *European Journal of Mechanics - B/Fluids* 67 (2018) 242–248. <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2017.09.014>.
- [15] D. Wilhelm, C. Härtel, L. Kleiser, Computational analysis of the two-dimensional–three-dimensional transition in forward-facing step flow, *J. Fluid Mech.* 489 (2003) 1–27. <https://doi.org/10.1017/S0022112003004440>.
- [16] H. Iwai, K. Nakabe, K. Suzuki, Flow and heat transfer characteristics of backward-facing step laminar flow in a rectangular duct, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 457–471. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00140-4](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00140-4).
- [17] H. Maleki, M.R. Safaei, A.A.A.A. Alrashed, A. Kasaeian, Flow and heat transfer in non-Newtonian nanofluids over porous surfaces, *J Therm Anal Calorim* 135 (2019) 1655–1666. <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7277-9>.
- [18] Y. Lin, L. Zheng, X. Zhang, Radiation effects on Marangoni convection flow and heat transfer in pseudo-plastic non-Newtonian nanofluids with variable thermal conductivity, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 77 (2014) 708–716. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.028>.
- [19] A. Shahsavari, S.S. Alimohammadi, I.B. Askari, H.M. Ali, Numerical investigation of the effect of corrugation profile on the hydrothermal characteristics and entropy generation behavior of laminar forced convection of non-Newtonian water/CMC-CuO nanofluid flow inside a wavy channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 121 (2021) 105117. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105117>.
- [20] F. Koca, Numerical Investigation of Corrugated Channel with Backward-Facing Step in Terms of Fluid Flow and Heat Transfer, *J. Engin. Thermophys.* 31 (2022) 187–199. <https://doi.org/10.1134/s1810232822010143>.
- [21] H.-R. Bahrami, M. Ghaedi, Enhancement of thermal energy transfer behind a double consecutive expansion utilizing a variable magnetic field, *Sci Rep* 14 (2024). <https://doi.org/10.1038/s41598-024-60953-3>.
- [22] M. Hojjat, S.G. Etemad, R. Bagheri, Laminar heat transfer of non-Newtonian nanofluids in a circular tube, *Korean J. Chem. Eng.* 27 (2010) 1189–1195. <https://doi.org/10.1007/s10073-020-09437-w>.
- [5] D. Zhang, L. Zheng, G. Xie, Y. Xie, An Experimental Study on Heat Transfer Enhancement of Non-Newtonian Fluid in a Rectangular Channel With Dimples/Protrusions, *Journal of Electronic Packaging* 136 (2014) 021005. <https://doi.org/10.1115/1.4025713>.
- [6] T.A. Pimenta, J.B.L.M. Campos, Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 58 (2013) 676–690. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.078>.
- [7] E. Bennour, N. Kaid, C. Kezrane, Numerical investigation of improved mixing and heat transfer of a shear-thinning fluid in corrugated and baffled tube systems, *Applied Thermal Engineering* 268 (2025) 125863. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125863>.
- [8] O.A. Akbari, D. Toghraie, A. Karimipour, A. Marzban, G.R. Ahmadi, The effect of velocity and dimension of solid nanoparticles on heat transfer in non-Newtonian nanofluid, *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures* 86 (2017) 68–75. <https://doi.org/10.1016/j.physe.2016.10.013>.
- [9] M.R. Shamsi, O.A. Akbari, A. Marzban, D. Toghraie, R. Mashayekhi, Increasing heat transfer of non-Newtonian nanofluid in rectangular microchannel with triangular ribs, *Physica E: Low-Dimensional Systems and Nanostructures* 93 (2017) 167–178. <https://doi.org/10.1016/j.physe.2017.06.015>.
- [10] M. Geraeilinezhad, H. Hassanzadeh Afrouzi, K. Sedighi, R. Shafaghat, Investigation of non-Newtonian Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannel with Hydrophobic Surface, *Surfaces and Interfaces* 41 (2023) 103232. <https://doi.org/10.1016/j.surfin.2023.103232>.
- [11] E. Izadpanah, M. Babaie Rabiee, H. Sadeghi, S. Talebi, Effect of rotating and oscillating blade on the heat transfer enhancement of non-Newtonian fluid flow in a channel, *Applied Thermal Engineering* 113 (2017) 1277–1282. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.124>.
- [12] C. Li, G. Cui, J. Zhai, S. Chen, Z. Hu, Enhanced heat transfer and flow analysis in a backward-facing step using a porous baffle, *J Therm Anal Calorim* 141 (2020) 1919–1932. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09437-w>.
- [13] M. Mohammadi, A. Taheri, M. Passandideh-Fard, M. Sardarabadi, Electronic chipset thermal management using a nanofluid-based mini-channel heat sink: An experimental study, *International Communications in Heat and Mass*

- [27] Z. Poursharif, H. Salarian, K. Javaherdeh, M. Eshagh Nimvari, Numerical simulation of heat transfer on nanofluid flow in an annular pipe with simultaneous embedding of porous discs and triangular fins, *Journal of the Chinese Institute of Engineers* 44 (2021) 158–169. <https://doi.org/10.1080/02533839.2020.1856729>.
- [28] S. Ansari, Md.A.I. Rashid, P.R. Waghmare, D.S. Nobes, Measurement of the flow behavior index of Newtonian and shear-thinning fluids via analysis of the flow velocity characteristics in a mini-channel, *SN Appl. Sci.* 2 (2020). <https://doi.org/10.1007/s42452-020-03561-w>.
- [29] A. Benslimane, K. Bekkour, P. François, H. Bechir, Laminar and turbulent pipe flow of bentonite suspensions, *Journal of Petroleum Science and Engineering* 139 (2016) 85–93. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2015.12.020>.
- [30] B.F. Armaly, F. Durst, J.C.F. Pereira, B. Schönung, Experimental and theoretical investigation of backward-facing step flow, *J. Fluid Mech.* 127 (1983) 473. <https://doi.org/10.1017/S0022112083002839>.
- [31] W.-C. Wu, A. Kumar, Numerical Investigation of Nanofluid Flow over a Backward Facing Step, *Aerospace* 9 (2022) 499. <https://doi.org/10.3390/aerospace9090499>.
- [32] A. Issakhov, Y. Zhandaulet, A. Abylkassyomova, M. Sakypbekova, A. Issakhov, Mixed convection in a channel with buoyancy force over backward and forward facing steps: The effects of inclination and geometry, *Case Studies in Thermal Engineering* 26 (2021) 101152. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101152>.
- [23] F. Selimefendigil, A.J. Chamkha, Magnetohydrodynamics Mixed Convection in a Lid-Driven Cavity Having a Corrugated Bottom Wall and Filled With a Non-Newtonian Power-Law Fluid Under the Influence of an Inclined Magnetic Field, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* 8 (2016). <https://doi.org/10.1115/1.4032760>.
- [24] M. Yaghoubzadeh Vishkaei, K. Javaherdeh, Evaluating the efficiency and effectiveness of non-Newtonian fluid flow in a double-pipe heat exchanger with porous medium via numerical simulation, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 86 (2025) 5431–5452. <https://doi.org/10.1080/10407782.2024.2330087>.
- [25] Z. Yao, M. Derikvand, M.S. Solari, J. Zhang, F.M.A. Altalbawy, A.H.D. Al-Khafaji, O.A. Akbari, D. Toghraie, I.M. Mohammed, Numerical assessment of the impacts of non-Newtonian nanofluid and hydrophobic surfaces on conjugate heat transfer and irreversibility in a silicon microchannel heat-sink, *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers* 142 (2023) 104642. <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2022.104642>.
- [26] Q. Zhu, Z. Wang, J. Zeng, X. Wen, H. Deng, W. He, T. Zhao, Numerical study on flow and heat transfer in a novel symmetric sinusoidal wavy microchannel heat sink with rectangular rib prisms, *International Journal of Thermal Sciences* 197 (2024) 108807. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108807>.