

الله أكبر  
الحمد لله  
الذي هدانا لهذا  
الذي كنا لنهتدي لولا  
أن هدانا الله



دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: تبدیل انرژی

بررسی عددی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال حاوی فیبر متخلخل

دانشجو: امین علی اکبرزاده

استاد راهنما:

دکتر محمد محسن شاه مردان

استاد مشاور:

دکتر محسن نظری

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

۱۳۹۳/۶/۳۱



مدیریت تحصیلات تکمیلی  
فرم شماره (۶)

باسمه تعالی

شماره:  
تاریخ:  
ویرایش:

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای امین علی اکبرزاده انزایی رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال حاوی فیبر متخلخل که در تاریخ ۱۳۹۳/۶/۳۱ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول ( با درجه : خوب امتیاز ۱۶/۵۳ )  دفاع مجدد  مردود

۲- بسیار خوب ( ۱۸ - ۱۸/۹۹ )

۱- عالی ( ۱۹ - ۲۰ )

۴- قابل قبول ( ۱۴ - ۱۵/۹۹ )

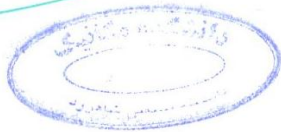
۳- خوب ( ۱۶ - ۱۷/۹۹ )

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	دکتر محمد محسن شاه مردان	۱- استاد راهنما
	استادیار	دکتر محسن نظری	۲- استاد مشاور
	استادیار	دکتر علی عباس نژاد	۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی
	دانشیار	دکتر محمد حسن کیهانی	۴- استاد ممتحن
	استادیار	دکتر محمود نوروزی	۵- استاد ممتحن

امضاء

رئیس دانشکده : محمد محسن شاه مردان



## تعهد نامه

اینجانب امین علی اکبرزاده انزایی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری در کانال حاوی فیبر متخلخل تحت راهنمایی دکتر دکتر محمد محسن شاه مردان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده ( یا بافتهای آنها ) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است

### تاریخ

امضای دانشجو

### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است ) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

## چکیده

با افزایش سریع نیاز به انرژی در جهان، تسریع فرآیند انتقال حرارت و کاهش تلفات انرژی از اهمیت زیادی برخوردار است. جهت تسریع و بهبود انتقال حرارت در سیستم‌های مختلف، روش‌های متعددی پیشنهاد و ارائه شده است. در پژوهش پیشرو انتقال حرارت جابجایی توأم (آزاد و اجباری) در کانال پر شده با فیبر متخلخل و کانال نیمه‌پر، به روش عددی مورد مطالعه و تحقیق قرار گرفته است. برای این منظور کانالی ۳ بعدی، حاوی فیبرهای جامد با مقطع دایروی طراحی شده است. اکثر فیبرها عمود بر سطح جریان می‌باشند که تمامی این فیبرها به دیواره کانال متصل بوده و توسط تعدادی فیبر که در راستای جریان قرار دارند به یکدیگر متصل شده‌اند. فاصله هر فیبر تا فیبر بعدی در هر سه جهت اصلی برابر می‌باشد. کانال پر شده با فیبر متخلخل با چهار نسبت تخلخل متفاوت ۰.۶۶، ۰.۷۶، ۰.۸۵ و ۰.۹۰ و کانال نیمه‌پر با دو نسبت تخلخل ۰.۸۵ و ۰.۹۰ حل شده است. در کانال نیمه‌پر، فیبرها دورتادور کانال به دیواره متصل شده‌اند و مرکز کانال خالی می‌باشد همچنین کانال نیمه‌پر در سه نسبت ارتفاع  $\frac{1}{4}$ ،  $\frac{1}{8}$  و  $\frac{1}{16}$  طراحی شده است (منظور از نسبت ارتفاع، نسبت ارتفاع فیبر به ارتفاع کانال می‌باشد). کانال تحت شرایط مرزی با دمای دیواره ثابت بوده و از آب به‌عنوان سیال عامل استفاده شده است. جریان سیال آرام بوده و مسائله برای رینولدزهای مختلف حل شده است. عدد رینولدز بر اساس سرعت ورودی و قطر هیدرولیکی کانال، در شش مقدار ۵۰، ۱۰۰، ۲۰۰، ۳۰۰، ۴۰۰ و ۵۰۰ تغییر می‌کند. معادلات حاکم بر جریان ۳ بعدی و غیرقابل تراکم به روش حجم محدود گسسته سازی و به روش عددی SIMPLE توسط نرم‌افزار فلوئنت حل شده‌اند. در تمامی موارد عدد پرانتل برابر  $Pr=6.99$  می‌باشد. لازم به ذکر است تمامی حالات فوق برای فیبر آلومینیومی با ضریب هدایت حرارتی  $202.4 \left(\frac{W}{m.k}\right)$  و فیبر مسی با ضریب هدایت حرارتی  $387.6 \left(\frac{W}{m.k}\right)$  حل شده است. عدد ناسلت محلی بر حسب  $X^* = \frac{x/L}{Pr.Re}$  برای نسبت‌های مختلف تخلخل و همچنین عدد میانگین در طول کانال در اعداد رینولدز ذکر شده به دست آمده است.

کلمات کلیدی: انتقال حرارت جابجایی، محیط متخلخل، کانال ۳ بعدی، عدد ناسلت.

## فهرست مطالب

۱ فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱ درآمدی بر فوم‌های فلزی	۲
۱-۱-۱ تاریخچه فوم فلزی	۳
۱-۱-۱-۱ فرآیند اول	۳
۱-۱-۱-۲ فوم‌های سلول باز	۴
۱-۱-۱-۳ ورود عامل فوم ساز	۵
۱-۱-۱-۴ تولید فوم فلزی به صورت مستقیم از طریق ذوب	۵
۲-۱ مروری بر تحقیقات گذشته	۶
۳-۱ تعریف مسئله	۱۵
۱-۳-۱ نوآوری پژوهش پیشرو	۱۷
۲ فصل دوم: معادلات حاکم در محیط متخلخل	۱۹
۱-۲ فرم‌های مختلف معادله مومنتوم در محیط متخلخل	۲۳
۱-۱-۲ معادله مومنتوم برای حل در مقیاس حفره	۲۳
۲-۱-۲ معادلات مومنتوم به روش متوسط گیری حجمی	۲۴
۲-۲ معادله انرژی در محیط متخلخل	۲۹
۳-۲ کاربردهای محیط متخلخل در انتقال حرارت	۳۴
۱-۳-۲ حل عددی معادلات در نرم افزار انسیس فلونت	۳۵
۱-۳-۲-۱ الگوریتم فشار - مبنا	۳۶
۲-۱-۳-۲ الگوریتم چگالی - مبنا	۳۷
۴-۲ الگوریتم SIMPLE برای حل جریان تراکم ناپذیر لزج	۳۷
۳ فصل سوم: مدل سازی و حل عددی در مقیاس حفره	۳۹
۱-۳ انتخاب هندسه	۳۹
۱-۱-۳ طراحی هندسه سه بعدی	۳۹
۱-۱-۱-۳ کانال پر شده با فیبر متخلخل	۳۹
۲-۱-۱-۳ کانال های نیمه پر شده با فیبر متخلخل	۴۳
۲-۳ تولید شبکه	۴۵

.....	تعریف پارامترهای حل مسئله	۳-۳	۴۹
.....	اعمال شرایط مرزی	۳-۳-۱	۵۰
.....	کنترل روش حل	۳-۳-۲	۵۰
.....	آزمون حساسیت به شبکه	۳-۴	۵۱
.....	صحه‌گذاری نتایج	۳-۵	۵۳
.....	نتایج بررسی انتقال حرارت در کانال حاوی ماده متخلخل فیبری	فصل چهارم:	۵۹
.....	بررسی کانتور دما	۴-۱	۵۹
.....	تأثیر نسبت تخلخل روی عدد ناسلت	۴-۲	۶۱
.....	تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت بر روی عدد ناسلت	۴-۲-۱	۶۶
.....	تأثیر فیبر متخلخل بر افت فشار	۴-۳	۷۰
.....	تغییرات و مقایسه انرژی‌ها	۴-۴	۷۲
.....	بررسی انتقال حرارت در کانال‌های نیمه‌پر	فصل پنجم:	۷۷
.....	تأثیر نسبت تخلخل روی عدد ناسلت در کانال نیمه‌پر	۵-۱	۷۷
.....	عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل با نسبت تخلخل ۸۵٪	۵-۱-۱	۷۸
.....	عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل با نسبت تخلخل ۹۰٪	۵-۱-۲	۸۱
.....	تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت در کانال نیمه‌پر	۵-۲	۸۴
.....	عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل از جنس مس با نسبت تخلخل ۸۵٪	۵-۲-۱	۸۴
.....	عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل از جنس مس با نسبت تخلخل ۹۰٪	۵-۲-۲	۸۷
.....	تغییرات و مقایسه انرژی‌ها	۵-۳	۹۱
.....	نتیجه‌گیری	فصل ششم:	۹۹
.....	کارهای آینده	فصل هفتم:	۱۰۱

## فهرست جداول

- جدول ۱-۲: تخلخل و تراوایی برخی مواد متداول [۴۸] ..... ۲۰
- جدول ۲-۲: ضریب فورچیمر ..... ۲۷
- جدول ۳-۲: خلاصه‌ای از معادلات مختلف پیوستگی و مومنتوم در محیط متخلخل ..... ۲۹
- جدول ۴-۲: ضریب انتقال حرارت بین دو فاز در محیط متخلخل ..... ۳۱
- جدول ۵-۲: خلاصه‌ای از معادلات مختلف انرژی در محیط متخلخل ..... ۳۲
- جدول ۱-۳: مشخصات ابعادی در نسبت تخلخل‌های گوناگون ..... ۴۳
- جدول ۲-۳: خواص مواد مورد استفاده در پژوهش ..... ۵۰
- جدول ۳-۳: ضریب تخفیف‌های در نظر گرفته شده برای حل معادلات ..... ۵۱

## فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: نمونه‌ای از فوم‌های فلزی. الف) فوم فلزی سلول باز ب) فوم فلزی سلول بسته ..... ۴
- شکل ۱-۲: شماتیکی از محیط متخلخل [۴۸] ..... ۱۹
- شکل ۲-۲: مقایسه اندازه حجم نماینده ابتدایی نسبت به میدان جریان و فضاهای خالی [۴۸] ..... ۲۲
- شکل ۳-۲: عبور از ناحیه داریسی به ناحیه فورچیمر برای یک محیط متخلخل ایزوتروپ همگن [۵۱] ..... ۲۶
- شکل ۴-۲: الگوریتم روش *SIMPLE* ..... ۳۸
- شکل ۱-۳: مراحل تشکیل هندسه ..... ۴۰
- شکل ۲-۳: نمای ۳ بعدی فیبرهای طراحی شده ..... ۴۱
- شکل ۳-۳: تصویر از روبروی فوم‌های فلزی الف) ۷۶٪ ب) ۶۶٪ ج) ۹۰٪ د) ۸۵٪ ..... ۴۲



- شکل ۳-۴ نمونه‌ای از کانال نیمه‌پر و مشخص کردن  $H$  و  $A$  ..... ۴۳
- شکل ۳-۵ تصویر از روبروی کانال نیمه‌پر با نسبت تخلخل ۸۵٪ (الف) کانال پر ب)  $S=1/3$  (ج)  $S=1/4$  (د)  $S=1/8$  ..... ۴۴
- شکل ۳-۶ تصویر از روبروی کانال نیمه‌پر با نسبت تخلخل ۹۰٪ (الف) کانال پر ب)  $S=1/3$  (ج)  $S=1/4$  (د)  $S=1/8$  ..... ۴۵
- شکل ۳-۷ شکل شماتیک کانال بعد از افزایش طول ..... ۴۶
- شکل ۳-۸ شبکه تولیدشده روی دیواره کانال ..... ۴۷
- شکل ۳-۹ شبکه حجمی تولیدشده ..... ۴۸
- شکل ۳-۱۰ شماتیک اعمال شرایط مرزی برای قسمت‌های مختلف کانال ..... ۵۰
- شکل ۳-۱۱ تغییرات دما بالک با افزایش تعداد سلول‌های تولیدشده بر روی صفحه‌ای بافاصله ۱ میلی‌متر از آخرین فیبر ..... ۵۲
- شکل ۳-۱۲ تغییرات دما بالک با افزایش تعداد سلول‌های تولیدشده بر روی صفحه‌ی مرکزی کانال ..... ۵۲
- شکل ۳-۱۳ تصویر (الف) خطوط و ب) صفحه تشکیل‌شده جهت محاسبه شار میانگین و دمای بالک ..... ۵۴
- شکل ۳-۱۴ مقایسه حل عددی و معادله ارائه‌شده برای ناسلت محلی در  $RE=50$  ..... ۵۵
- شکل ۳-۱۵ مقایسه حل عددی و معادله ارائه‌شده برای ناسلت محلی در  $RE=100$  ..... ۵۶
- شکل ۳-۱۶ مقایسه حل عددی و معادله ارائه‌شده برای ناسلت محلی در  $RE=200$  ..... ۵۶
- شکل ۳-۱۷ مقایسه حل عددی و معادله ارائه‌شده برای ناسلت محلی در  $RE=300$  ..... ۵۷
- شکل ۳-۱۸ مقایسه حل عددی و معادله ارائه‌شده برای ناسلت محلی در  $RE=400$  ..... ۵۷
- شکل ۴-۱ کانتور دما روی فیبرها با نسبت تخلخل‌های مختلف (الف) ۶۶٪ (ب) ۷۶٪ (ج) ۸۵٪ (د) ۹۰٪ ..... ۶۰
- شکل ۴-۲ کانتور دما در مرکز کانال پرشده با فیبر متخلخل با نسبت تخلخل‌های (الف) ۶۶٪ (ب) ۷۶٪ (ج) ۸۵٪ (د) ۹۰٪ ..... ۶۱
- شکل ۴-۳ محل تشکیل صفحات و خطوط موردنیاز برای محاسبه ناسلت محلی ..... ۶۲
- شکل ۴-۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  در رینولدز ۵۰ (کانال پرشده با فیبر آلومینیومی) ..... ۶۳

- شکل ۴-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۱۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی) ..... ۶۳
- شکل ۴-۶ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۲۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی) ..... ۶۴
- شکل ۴-۷ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۳۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی) ..... ۶۴
- شکل ۴-۸ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۴۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی) ..... ۶۵
- شکل ۴-۹ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در نسبت تخلخل‌های مختلف در کانال پر شده با فیبر آلومینیومی ..... ۶۶
- شکل ۴-۱۰ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۵۰ (کانال پر شده با فیبر مسی) ..... ۶۷
- شکل ۴-۱۱ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۱۰۰ (کانال پر شده با فیبر مسی) ..... ۶۷
- شکل ۴-۱۲ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۲۰۰ (کانال پر شده با فیبر مسی) ..... ۶۸
- شکل ۴-۱۳ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۳۰۰ (کانال پر شده با فیبر مسی) ..... ۶۸
- شکل ۴-۱۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در رینولدز ۴۰۰ (کانال پر شده با فیبر مسی) ..... ۶۹
- شکل ۴-۱۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در نسبت تخلخل‌های مختلف در کانال پر شده با فیبر مسی ..... ۶۹
- شکل ۴-۱۶ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر جنس فوم از آلومینیوم به مس ..... ۷۰
- شکل ۴-۱۷ تغییرات  $\Delta P^*$  برحسب عدد رینولدز در کانال پر شده با فیبر ..... ۷۱
- شکل ۴-۱۸ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال پر شده با فیبر آلومینیومی در نسبت تخلخل‌های مختلف ..... ۷۲
- شکل ۴-۱۹ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال پر شده با فیبر مسی در نسبت تخلخل‌های مختلف ..... ۷۳
- شکل ۴-۲۰ درصد تغییرات انتقال حرارت مس نسبت به آلومینیوم در کانال پر شده با فوم فلزی ..... ۷۳
- شکل ۴-۲۱ مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال در کانال پر شده با فیبر متخلخل ..... ۷۴
- شکل ۵-۱ حالت‌های مختلف کانال نیمه پر ..... ۷۷
- شکل ۵-۲ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x$  \* در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۰.۸۵ در رینولدز ۵۰ ..... ۷۸

- شکل ۳-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۱۰۰..... ۷۸
- شکل ۴-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۲۰۰..... ۷۹
- شکل ۵-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۳۰۰..... ۷۹
- شکل ۶-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۴۰۰..... ۸۰
- شکل ۷-۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪..... ۸۰
- شکل ۸-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۵۰..... ۸۱
- شکل ۹-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۱۰۰..... ۸۱
- شکل ۱۰-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۲۰۰..... ۸۲
- شکل ۱۱-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۳۰۰..... ۸۲
- شکل ۱۲-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۴۰۰..... ۸۳
- شکل ۱۳-۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪..... ۸۳
- شکل ۱۴-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۵۰..... ۸۴
- شکل ۱۵-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۱۰۰..... ۸۴
- شکل ۱۶-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۲۰۰..... ۸۵
- شکل ۱۷-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۳۰۰..... ۸۵
- شکل ۱۸-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۴۰۰..... ۸۶
- شکل ۱۹-۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪..... ۸۶
- شکل ۲۰-۵ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر آلومینیوم به مس در کانال با فیبر ۸۵٪ و نسبت ارتفاع‌های مختلف..... ۸۷
- شکل ۲۱-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۵۰..... ۸۷

- شکل ۲۲-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۱۰۰..... ۸۸
- شکل ۲۳-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۲۰۰..... ۸۸
- شکل ۲۴-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۳۰۰..... ۸۹
- شکل ۲۵-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب \*  $x$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۴۰۰..... ۸۹
- شکل ۲۶-۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪..... ۹۰
- شکل ۲۷-۵ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر آلومینیوم به مس در کانال با فیبر ۹۰٪ و نسبت ارتفاع‌های مختلف..... ۹۰
- شکل ۲۸-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه پر آلومینیومی در نسبت تخلخل ۸۵٪..... ۹۱
- شکل ۲۹-۵ درصد تغییرات انرژی حرارتی منتقل شده در نسبت تخلخل ۸۵٪ در کانال نیمه پر آلومینیومی..... ۹۲
- شکل ۳۰-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه پر مسی در نسبت تخلخل ۸۵٪..... ۹۳
- شکل ۳۱-۵ مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال در کانال نیمه پر با فیبر متخلخل ۸۵٪..... ۹۳
- شکل ۳۲-۵ درصد تغییرات توان پمپ در نسبت تخلخل ۸۵٪..... ۹۴
- شکل ۳۳-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه پر آلومینیومی در نسبت تخلخل ۹۰٪..... ۹۴
- شکل ۳۴-۵ درصد تغییرات انرژی حرارتی منتقل شده در نسبت تخلخل ۹۰٪ در کانال نیمه پر آلومینیومی..... ۹۵
- شکل ۳۵-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه پر مسی در نسبت تخلخل ۹۰٪..... ۹۵
- شکل ۳۶-۵ مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال در کانال نیمه پر با فیبر متخلخل ۹۰٪..... ۹۶
- شکل ۳۷-۵ درصد تغییرات توان پمپ در نسبت تخلخل ۹۰٪..... ۹۶

## ۱ فصل اول: مقدمه

انرژی یکی از مهم‌ترین موضوعاتی است که بشر در ۵۰ سال آینده با آن مواجه است. تأمین انرژی پاک و بدون آلاینده‌های محیطی اولویت اول اغلب کشورهای توسعه‌یافته است. در میان انواع مختلف انرژی که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرد، بیش از ۷۰٪ آن به صورت حرارت تبادل می‌شود. در بسیاری از سیستم‌ها و فرآیندهای صنعتی حرارت باید به صورت انرژی ورودی به سیستم داده شود و یا حرارت تولیدشده در فرآیند باید از سیستم خارج گردد. با افزایش سریع نیاز به انرژی در جهان، تقویت نمودن فرآیند انتقال حرارت و کاهش تلفات انرژی از اهمیت زیادی برخوردار است. انتقال حرارت و کنترل آن موضوع بسیار مهمی در سیستم‌هایی با شار حرارتی بالا از جمله واکنش‌ها و راکتورهای هسته‌ای، سیستم‌های میکروالکترونیک، میکرو راکتورهای شیمیایی و بسیاری کاربردهای دیگر است.

روش‌های مختلفی که جهت تسریع و بهبود انتقال حرارت در سیستم‌های مختلف پیشنهاد و ارائه شده است را می‌توان به دودسته عمده تقسیم نمود. در دسته اول انتقال حرارت به روش‌های خارجی و اغلب مکانیکی مانند هم زدن، چرخش، لرزش و یا ایجاد میدان‌های الکترواستاتیکی و مغناطیسی صورت می‌پذیرد که روش‌های مؤثری جهت افزایش انتقال حرارت و همچنین انتقال جرم هستند. البته اغلب این روش‌ها پرهزینه بوده و برای سیستم‌های فشرده<sup>۱</sup> نامناسب می‌باشند. دسته دوم روش‌هایی هستند که از طریق اصلاح و بهبود خواص سیالات، سطح انتقال حرارت، زبری سطوح و یا اتصال اجسام خارجی جهت افزایش سطح و ایجاد آشفتگی سبب افزایش انتقال حرارت می‌شوند. فوم فلزی<sup>۲</sup> متخلخل به دلیل دارا بودن یکجای خواص، گزینه مناسبی جهت قرار گرفتن در دسته دوم و استفاده برای سیستم‌های فشرده می‌باشد. برای آشنایی بیشتر با فوم‌های فلزی در ادامه مختصری به آن‌ها پرداخته می‌شود.

---

<sup>۱</sup> Compact

<sup>۲</sup> Metal foam

## ۱-۱ درآمدی بر فوم‌های فلزی

با پیشرفت فناوری، به دست آوردن مواد جدید از اهمیت خاصی برای دانشمندان برخوردار است و می‌تواند اثر بسیار شگرفی بر زندگی بشر داشته باشد. فوم‌های فلزی یکی از این مواد هستند که دانشمندان با به وجود آوردن آن‌ها پای در فضای گسترده و جدید صنعتی گذاشتند.

عموماً ما بین ۷۵٪ تا ۹۵٪ ساختار فوم از منفذ ساخته شده است که می‌تواند متصل به هم یا به هم چسبیده باشد. فوم‌های فلزی سخت هستند و برخلاف فوم‌های پلاستیکی تا زمانی که برش داده نشوند مانند فلز جامد به نظر می‌رسند. هیچ خاصیتی از فوم‌های فلزی ویژه و استثنائی نیست بیشتر خواص ماده آن‌ها از قبیل چگال، سختی، استحکام و ... در هر نوع ماده دیگری نیز یافت می‌شود. نکته مهم در مورد فوم‌های فلزی در ترکیب بی‌نظیر خواصی است که تجمع آن‌ها در هیچ ماده دیگری یافت نشده است. از این خواص می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- مقاومت کم در برابر جریان
  - نسبت سطح به حجم بالا
  - قابلیت به کارگیری در بازه دمایی گسترده
  - چگالی کم
  - مقاومت در برابر خوردگی
  - خواص مکانیکی بالا
  - توانایی جذب مقادیر بالای انرژی با تحمل فشار در زمان فشرده شدن در هر جهت
- هر فوم فلزی دارای سه مشخصه اصلی می‌باشد، این سه مشخصه عبارت‌اند از:

- نسبت تخلخل

- قطر فیبرهای سازنده

- قطر سلول‌های تشکیل شده

که مهم‌ترین آن‌ها نسبت تخلخل می‌باشد. نسبت تخلخل عبارت است از درصد حجم مجموع حفرات تقسیم بر حجم کل جسم:

$$(1-1) \quad \text{درصد تخلخل} = \frac{\text{حجم حفرات}}{\text{حجم کل}} = 1 - \frac{\text{حجم جامد}}{\text{حجم کل}}$$

با اندازه‌گیری جرم فلز متخلخل و در اختیار داشتن چگالی فلز سازنده آن به راحتی می‌توان حجم فلز متخلخل را محاسبه نمود و سپس از طریق رابطه ۱-۱، نسبت تخلخل را نیز به دست آورد.

### ۱-۱-۱ تاریخچه فوم فلزی

#### ۱-۱-۱-۱ فرآیند اول

نخستین ثبت در مورد فوم‌های فلزی به سال ۱۹۴۰ بازمی‌گردد. زمانی که بنجامین ساسنیک<sup>۱</sup> برای ارائه فرآیندی در مورد ساختن جرم فلزی فوم شکل دارای حق امتیاز شد. روش او بر اساس بکار گرفتن این واقعیت بود که آلیاژهای فلزی مرکبی که شامل دامنه بسیار وسیع و متفاوتی از نقاط ذوب و جوش است می‌توانند مستقیماً ذوب شوند یا به جوش آیند. در این فرآیند، به یک آلیاژ فلزی چند فازي گرما داده می‌شود، در ترکیب این آلیاژ انتخاب شده یکی از اجزای آن بخار می‌شود درحالی که بقیه اجزا تنها ذوب شده‌اند، این آلیاژ همزمان با جذب حرارت، در یک مجرای تحت فشار نگهداری می‌شود به همین خاطر جزء گازی آن نمی‌تواند از مایع فرار کند. برقراری فشار باعث بخار شدن ناگهانی مخلوط می‌شود که در نهایت با سرد کردن آن مخلوط یک فوم جامد، پر از منفذهای نزدیک به هم به دست می‌آید. به‌طور

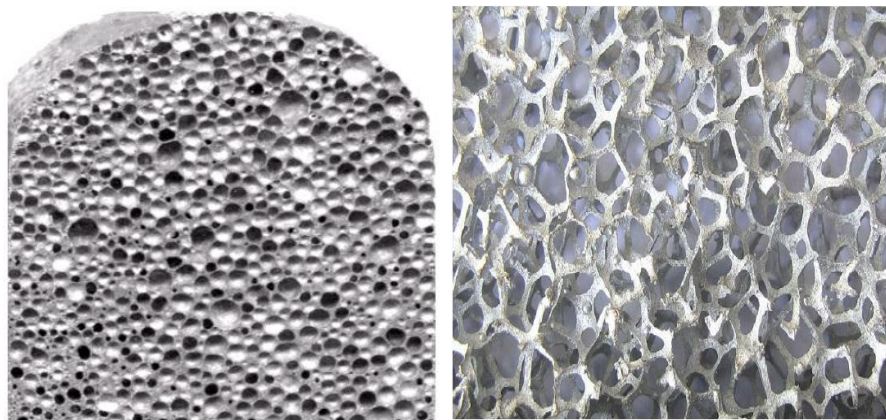
---

<sup>۱</sup> Benjamin Sosnick

واضح، تنها مقدار کمی از آلیاژهای فلزی مرکب برای این فرآیند واقعاً مناسب هستند. این فرآیند نسبتاً گران تمام می‌شد و در نهایت هم تنها مقدار نسبتاً کمی از فوم غیرمعمول را تولید می‌کرد و شاید به همین دلیل بود که هیچ‌گاه به‌طور وسیع مورد استفاده قرار نگرفت.

#### ۲-۱-۱-۱ فوم‌های سلول باز

بعدها در سال ۱۹۵۰ اولین فوم فلزی سلول باز تولید شد. اولین فوم‌های فلزی توسط پر کردن یک قالب گرافیت اندود شده توسط نمک‌های زبر صخره‌ای تولید شد (نمکی که در آسیاب‌ها ریخته می‌شوند). با گرم کردن آب دانه‌های نمک به هم چسبیده و آلومینیوم ذوب‌شده در داخل آن ریخته می‌شود و با تکان دادن قالب این اطمینان حاصل می‌شود که آلومینیوم به همه‌جا رسیده است و سپس قالب نمکی را سرد می‌کنند در این مرحله نمک در آب حل می‌شود و یک شبکه از آلومینیوم باقی می‌گذارد. این روش حدوداً ۳۵ سال بعد (۱۹۸۵) مورد بازبینی قرار گرفت و بهبودهایی حاصل شد به‌ویژه اینکه فلز ذوب‌شده در خلأ به قالب نمک اضافه شد و این بدان معنی است که فلز با اطمینان بیشتری پخش شده و دانه‌های نمک کوچک‌تری استفاده می‌شود، کیفیت فوم‌هایی که به این روش تولید می‌شوند بسیار بالاست و در حال حاضر هم به آن به‌عنوان یک ماده کمیاب نگریسته می‌شود تا یک ابزار مهندسی.



ب

الف

شکل ۱-۱: نمونه‌ای از فوم‌های فلزی. الف) فوم فلزی سلول باز ب) فوم فلزی سلول بسته



### ۱-۱-۳ ورود عامل فوم ساز

در سال ۱۹۵۹، تحقیق کاملاً متفاوتی انجام شد، اعضای یک گروه تحقیقاتی روشی برای ساختن فوم به نام خود ثبت کردند که اساس آن ساختن فوم با مخلوط کردن پودر فلز با پودر فلز فومی گازی بود. پودر فلز فومی گازی باید کاملاً به دقت انتخاب می‌شد تا مقدار بسیار زیادی از گاز را در دمای ذوب فلز تجزیه و آزاد کند این مخلوط پودری به صورت سرد فشرده شده، از غالب خارج می‌شود تا یک ماده جامد فلزی همراه با فوم‌های منتشر شده در آن تولید شود. زمانی که این جسم جامد حرارت می‌بیند تا به نقطه ذوب فلز برسد عامل فومی تجزیه می‌شود تا گاز را به فلز مذاب تزریق کند و فلز فومی تشکیل شود. استفاده از فلز هیدروژن دار (مخصوصاً هیدرید تیتانیوم) که در دمای پایین به سهولت به فلز و گاز هیدروژن تجزیه می‌شود، در بسیاری از روش‌های ساخت فوم‌های تجاری متداول است و به عنوان اولین ظهور عامل فومی به ثبت رسید.

خنک کردن فوم یک مشکل اساسی بود و این به معنی آن است که گرمای منبع نسبتاً سریع می‌تواند از بین برود اما فلز همچنان گرم و داغ باقی می‌ماند و مستعد برای تبدیل به فلز مذاب است. تحقیقات نشان می‌دهد که استفاده از آب به عنوان عامل سردکننده و یا گرم کردن تنها بخشی از فوم می‌تواند به طور کلی مانع از این مشکل گردد.

### ۱-۱-۴ تولید فوم فلزی به صورت مستقیم از طریق ذوب

چهار سال بعد تحقیقی نسبتاً وسیع انجام شد که شامل روشی بود که در آن عامل فوم ساز را مستقیماً به فلز نیم گداخته اضافه می‌کردند. مزیتی که این روش داشت تولید بسیار ارزان تر فوم نسبت به روش پودری بود. یک پیشرفت جدید آن بود که مشتقی از فلز سیلیس را به آلومینیوم مذاب اضافه می‌کردند و از آن برای افزایش چسبناکی و به دام انداختن گاز آزاد شده استفاده می‌کردند. ایده جدید دیگر استفاده از خاک رس به جای فلزات هیدراته برای

عامل فوم سازی بود که می‌تواند مولکول‌های آب به دام انداخته‌شده در ساختار آن‌ها را به هنگام اضافه کردن به ماده مذاب به‌صورت بخار آب آزاد کرد. تعداد اندکی از مؤسسات کاربر روی فوم‌های پودری فلزی را ادامه دادند و به خاطر هزینه آن به تولید در آزمایشگاه‌ها منحصر شد و به تولید تجاری نرسید در مقابل آن فوم‌هایی که به روش ذوب تهیه می‌شوند اصلی‌ترین مرکز توجه علائق تجاری هستند. دانشگاه‌ها و کارخانه‌های زیادی مشغول کار بر روی فوم‌ها هستند و پروژه‌های جدید تولید فوم از راه نفوذ دادن، خلع کردن و ... انجام شده است.

## ۱-۲ مروری بر تحقیقات گذشته

تاکنون تلاش‌های زیادی در راستای بررسی انتقال حرارت و تغییرات جریان، به‌ویژه افت فشار در کانال‌های حاوی فیبر متخلخل به انجام رسیده است. در برخی از این تحقیقات، از روش حل تحلیلی برای به دست آوردن معادلات حاکم در محیط متخلخل استفاده شده است که در نهایت با گسسته سازی معادلات به دست آمده و حل عددی آن‌ها به بررسی انتقال حرارت و تغییرات جریان و مقایسه نتایج با نمونه‌های مشابه پرداخته شده است.

مدل جریان داری، شیوه اولیه برای حل مسائل جابجایی در محیط متخلخل است. مراجع [۷-۱] از چنین روشی برای حل مسائل جابجایی در محیط متخلخل استفاده کرده‌اند. برخی محققین از انواع بهبودیافته این مدل که عبارات غیرخطی و ثوابت تجربی (از جمله عبارات‌های برینکمن و فورچیمر) برای در نظر گرفتن اثرات دیواره و اینرسی سیال به آن اضافه شده است، استفاده کرده‌اند. به‌عنوان مثال مراجع [۸-۱۸] از این روش در مسائل مختلف جابجایی آزاد و اجباری در محیط متخلخل استفاده کرده‌اند.

در تحقیقات ذکر شده، معادلات حاکم به‌صورت حجمی متوسط گیری شده است؛ در نتیجه این معادلات، جریان میکروسکوپی بین ذرات جامد را نمی‌تواند توضیح دهد. به‌علاوه، در این مدل‌ها به علت خاصیت متوسط گیری شرط عدم لغزش بر روی ذرات جامد ارضا نمی‌شود.

دسته لوله غالباً به عنوان یک مدل هندسی برای جریان با رینولدز پایین که از محیط متخلخل عبور می کند، مورد استفاده قرار می گیرد. محققین متعددی جریان بین تعداد محدودی سیلندرهای مجاور تکرارشونده را به عنوان مدلی از محیط متخلخل، حل کرده اند. مدل های تکرارشونده فضایی برای محاسبه تراوایی به عنوان تابعی از تخلخل و عدد رینولدز مورد استفاده قرار می گیرند. این مدل ها برای شبیه سازی عددی، بسیار درخور توجه اند زیرا محاسبات برای یک سلول ساده که از یک الگوی تکرارشونده، استخراج شده؛ محدود می گردد. درزمینهٔ محیط متخلخل، یکی از موضوعات مورد بحث تعادل حرارتی موضعی سیال و شبکه جامد تشکیل دهنده آن است. این مسئله به علت اینکه انتقال حرارت نه تنها به تخلخل و عدد رینولدز بلکه به عدد پرانتل و شرایط دمایی سطوح جامد وابسته است، بسیار پیچیده تر از نوع همدماست.

ایاکاوا و مابوچی<sup>۱</sup> [۱۸] جریان و انتقال حرارت توسعه یافته سیال را بین دو صفحه تخت که شامل یک سیلندر بود، به صورت تجربی مطالعه کردند. مطالعه آن ها برای نسبت قطر سیلندر به ارتفاع کانال بین ۰.۴ تا ۰.۸ بود. در این تحقیق اثر نسبت قطر سیلندر به ارتفاع کانال بر روی ضریب انتقال حرارت موضعی بررسی گردیده است و یک رابطه تجربی برای محاسبه انتقال حرارت در کل میدان جریان ارائه شده است.

یکی از ارزشمندترین بررسی ها درزمینه مبدل های حرارتی جریان مقطعی را زوکایوسکاس<sup>۲</sup> [۱۹] انجام داده است. او رابطه ای برای عدد ناسلت و افت فشار در اعداد رینولدز و پرانتل مختلف در چینش های متفاوتی از دسته ای از سیلندرها پیشنهاد داده است. در رابطه افت فشار پیشنهاد شده توسط زوکایوسکاس، ضریب اصطکاک در چینش های همردیف و جابجا شده برای نسبت گام عرضی به طولی واحد در جداولی ارائه شده است. در صورتی که این نسبت مقدار واحد نباشد، افت فشار در یک ضریب تصحیح ضرب می گردد. این روابط برای بازه  $1 < \text{Re} < 2 * 10^6$

---

<sup>۱</sup> Oyakawa & Mabuchi

<sup>۲</sup> Zukauskas

صادق است.

کواهارا<sup>۱</sup> و همکاران [۲۰] جریان بین چهار سیلندر مربعی مجاور به فرم جابجا شده، به عنوان بخشی از شبکه‌ای منظم از سیلندره‌های مربعی در فضای نامتناهی را آنالیز کردند تا ضریب جابجایی بین فاز جامد و سیال را برای استفاده در مدل دو معادله انرژی جابجایی در محیط متخلخل، به دست آورند. در این تحقیق بلوک‌های جامد دما ثابت در نظر گرفته شده است. آن‌ها در تحقیق خود یک رابطه کلی برای ضریب انتقال حرارت بین فاز جامد و سیال برای محدوده وسیعی از اعداد رینولدز، پرانتل و تخلخل به دست آوردند. این رابطه کلی برای عدد رینولدز در گستره  $10^{83} < Re < 2 \times 10^{83}$ ، عدد پرانتل ۰.۰۱ تا ۱۰۰ و تخلخل بین ۰.۳۶ تا ۰.۹۱ پیشنهاد شده است. در رابطه پیشنهاد شده، عدد ناسلت با توان ۰.۶ رینولدز و توان ۰.۳۳ پرانتل رابطه دارد و ثابت رابطه، تابعی غیرخطی از میزان تخلخل محیط است.

کولاد<sup>۲</sup> و همکاران [۲۱] حرکت سیال از مسیر بین دو ردیف مجاور از سیلندره‌های تکرار شونده با اندازه‌های متفاوت با مقطع مربعی یا مثلثی را با فرض اینکه محیط متخلخل از تعداد زیادی سیلندر در ردیف‌هایی با ساختار منظم تشکیل شده است، محاسبه کردند. آن‌ها از روش المان محدود برای گسسته سازی معادلات ناویر-استوکس استفاده نمودند و نتیجه گرفتند که برای اعداد رینولدز کوچک‌تر از یک، افت فشار در طول محیط متخلخل خطی است و با افزایش رینولدز یک ترم غیرخطی مربعی که توصیف گر اثرات اینرسی است، به معادله داریسی بایستی اضافه گردد. محققین مذکور در تحقیق خود رابطه‌ای برای ثابت این ترم غیرخطی، بر اساس تخلخل و دیگر مشخصات هندسی ارائه کردند.

ادریس<sup>۳</sup> و همکاران [۲۲] جریان سیال غیر نیوتنی را از درون محیط لیفی ناهمسانگرد با

---

<sup>۱</sup> Kuwahara

<sup>۲</sup> Coulaud

<sup>۳</sup> Idris

استفاده از آرایه‌های متناوبی از جامدهای دایروی مطالعه کردند و اثرات رئولوژی سیال، نسبت جامدها و میزان ناهمسانگردی محیط را بر روی تراوایی و افت فشار جریان با استفاده از حل عددی بررسی کردند.

مارتین<sup>۱</sup> و همکاران [۲۳] جریان و انتقال حرارت از مجموعه تکرارشونده سیلندرها در آرایشی مثلثی و مربعی تحت شرایط جریان مقطعی آرام مطالعه کردند. در این مطالعه تخلخل از ۰.۸ تا ۰.۹۹ و عدد رینولدز از ۳ تا ۱۶۰ متغیر بود و شرط مرزی دما ثابت و شار حرارتی ثابت برای سطح جامد استفاده شده است. آن‌ها در تحقیق خود بر اعتبار حل داری برای اعداد رینولدز از مرتبه یک، صحه گذاشتند، اما نشان دادند برای اعداد رینولدز بالاتر ضرایب فورچیمر و ارگان در محیط‌های متخلخل با تخلخل بالا (تخلخل بالاتر از ۰.۹) تا ۴۰٪ خطا به همراه دارد.

گوش ریچودهوری<sup>۲</sup> و همکاران [۲۴]، جریان جابجایی اجباری را بر روی دسته‌ای از سیلندره‌ای استوانه‌ای در آرایش جابجا شده و هم‌ردیف و در دمای ثابت برای اعداد رینولدز در گستره ۴۰ تا ۱۰۰۰ و تخلخل بین ۰.۵ تا ۰.۸ بررسی کردند. لازم به ذکر است، عدد رینولدز بر اساس سرعت متوسط در کوچک‌ترین سطح مقطع محاسبه شده است. اثر عدد رینولدز و فاصله بین سیلندرها بر روی جریان و انتقال حرارت در این تحقیق، بررسی شده است. نتایج آن‌ها نشان می‌داد، وقتی فاصله بین سیلندرها کم می‌شود (نسبت گام عرضی به قطر ذرات کمتر از ۱.۲۵)، گردابه‌های تشکیل شده در پشت سیلندرها کوچک شده و به تدریج حتی در اعداد رینولدز بالا از بین می‌روند.

مندهانی<sup>۳</sup> و همکاران [۲۵] این بررسی را برای سیلندره‌ای استوانه‌ای در آرایش جابه‌جاشده با در نظر گرفتن هر دو شرط مرزی دما و شار حرارتی ثابت انجام دادند. عدد رینولدز در بررسی آن‌ها

---

<sup>۱</sup> Martin

<sup>۲</sup> Ghosh Roychowdhury

<sup>۳</sup> Mandhani

از ۱ تا ۵۰۰، عدد پرانتل از ۰.۱ تا ۱۰ و تخلخل از ۰.۴ تا ۰.۹۹ متغیر بودند. گسسته سازی معادلات حاکم در این تحقیق بر اساس تفاضل محدود صورت گرفته است و تغییرات عدد ناسلت موضعی برای یک سیلندر نمونه برای دو عدد پرانتل مختلف (هوا و آب) در رینولدزها و تخلخل‌های مختلف، نشان داده شده است. این تغییرات به شدت تحت تأثیر عدد رینولدز است، به طوری که برای اعداد رینولدز بیشتر از ۸۰ نمودار ناسلت موضعی، دو ماکزیمم و کمتر از آن تنها یک ماکزیمم نسبی وجود دارد.

سیتو و دی لموس<sup>۱</sup> [۲۶]، پژوهش کوآه‌آرا و همکاران [۲۰] را در محدوده عدد رینولدز ۴ تا ۴۰۰ و تخلخل ۰.۴۴ تا ۰.۹ و برای عدد پرانتل یک، مورد بازبینی قرار دادند و صحت نتایج را تأیید کردند.

بنارجی<sup>۲</sup> و همکاران [۲۷] برای دو آرایش هم‌ردیف و جابجا شده‌ی دسته‌ای از سیلندرها‌ی کپسولی شکل، جریان و انتقال حرارت گذرا را برای هر دو شرط مرزی دما و شار ثابت در محدوده رینولدز بین ۲۵ تا ۴۰۰ و پرانتل برابر با ۰.۷ حل نمودند و اثر رینولدز، پرانتل، نسبت طولی و نسبت ارتفاع را بر روی عدد ناسلت و افت فشار بررسی کردند. آن‌ها همچنین روابطی را برای محاسبه ناسلت و افت فشار به صورت تابعی از نسبت گام طولی و عرضی و عدد رینولدز، پیشنهاد دادند و ترکیب‌بندی بهینه‌ای را برای حداکثر کردن انتقال حرارت و حداقل کردن افت فشار برای نسبت گام طولی به اندازه ذره برابر چهار و نسبت گام طولی به اندازه ذره برابر چهار، پنج و شش در هر دو آرایش هم‌ردیف و جابجا شده، تعیین نمودند.

جنونگ<sup>۳</sup> و همکاران [۲۸] با استفاده از روش لیتیس-بولتزمان، جریان در محیط متخلخل با ساختار یکنواخت را برای حالات دو و سه بعدی، برای سیلندرها‌ی استوانه‌ای و مربعی در آرایش‌های

---

<sup>۱</sup> Saito & Lemos

<sup>۲</sup> Benarji

<sup>۳</sup> Jeong

همردیف و جابه‌جاشده مدل کردند و رابطه جدیدی برای ضریب نیروی پسای داریسی-فورچیمر در هر دو حالت همردیف و جابجا شده به دست آوردند که نسبت به نتایج هوانگ و یانگ<sup>۱</sup> [۶۴] در آرایش همردیف برای رینولدزهای بالا تا ۱۵٪ کمتر است.

مرجع [۲۹] گزارشی است از مطالعه انتقال حرارت جریان مغشوش سیال بین دو صفحه تخت موازی که شامل سیلندرهای دایروی به فرم جابه‌جاشده می‌باشد.

جیانگ<sup>۲</sup> و همکاران [۳۰] جریان سیال (آب) و انتقال حرارت جابجایی اجباری را در کانال تخت تحت شار حرارتی ثابت که با کره‌هایی از جنس شیشه، فولاد ضدزنگ و برنز پر شده بود، به‌صورت تجربی بررسی کردند. در مطالعه آن‌ها اثر قطر ذرات، ضریب هدایت و سرعت ورودی بر روی انتقال حرارت موردبررسی قرار گرفت. بررسی تجربی و عدی انتقال حرارت جابجایی هوا در محیط متخلخل با ذرات جامد کروی مجزا از جنس شیشه یا فولاد توسط جیانگ و همکاران [۳۱] صورت گرفت. انتقال حرارت جابجایی آب‌وهوا در محیط متخلخل کلوخه شده، به‌صورت عددی و تجربی توسط جیانگ و همکاران [۳۲] مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج این دو تحقیق نشان می‌داد که در تخلخل ثابت انتقال حرارت در محیط متخلخل کلوخه شده تا ۶۰٪ بیشتر از محیط متخلخل با ذرات جامد مجزا است که این میزان با افزایش عدد رینولدز به‌صورت نمایی کاهش می‌یابد.

جیانگ و زو<sup>۳</sup> [۳۳] انتقال حرارت جابجایی آب‌وهوا را در ساختارهای مختلف ریز-پره و ریز-کانال از جنس برنز و مس خالص به‌صورت تجربی، تحقیق کردند و نتیجه گرفتند در یک تخلخل ثابت، مقاومت جریان و ضریب انتقال حرارت در ریز-کانال به‌مراتب کمتر از ریز-پره در آرایش جابجا شده ضریب انتقال حرارت و مقاومت جریان بیشتر از حالت همردیف است. همچنین، میزان انتقال حرارت برای آب ۹ تا ۲۱ درصد و برای هوا ۱۲ تا ۳۸ درصد، در کانال تست‌شده نسبت به

---

<sup>۱</sup> Hwang & Yang

<sup>۲</sup> Jiang

<sup>۳</sup> Jiang & Xu

کانال خالی در اعداد رینولدز مختلف، افزایش نشان داده است.

وانسفن<sup>۱</sup> [۳۴] و برینگهام<sup>۲</sup> و وانسفن [۳۵] پره‌های میله‌ای کوتاه را در ساختار جابجا شده بررسی کردند. بر طبق نتایج آن‌ها پره‌های میله‌ای بلندتر انتقال حرارت بیشتری نسبت به پره‌های میله‌ای کوتاه‌تر دارند، این افزایش با توجه به خواص جریان و سیال متفاوت است. آن‌ها همچنین به این نتیجه رسیدند که انتقال حرارت متوسط روی هشت ردیف اول ۵٪ بیشتر از انتقال حرارت روی چهار ردیف اول است.

متزگز<sup>۳</sup> و همکاران [۳۶] اثر شکل پره‌های میله‌ای و ساختار شبکه را بر روی انتقال حرارت و افت فشار بررسی کردند. بر اساس نتایج آن‌ها، استفاده از پره‌های میله‌ای دایروی با ساختاری بین ساختار جابه‌جاشده و هم‌ردیف، انتقال حرارت را افزایش و افت فشار را کاهش می‌دهد. درحالی‌که استفاده از پره‌های میله‌ای مستطیلی اگرچه انتقال حرارت را به میزان ۲۰٪ افزایش می‌دهد اما افت فشار را ۱۰۰٪ افزایش می‌دهد.

کارهای بسیار زیادی در مورد پره‌های میله‌ای بلند صورت گرفته است. آرمسترانگ و وینستانلی<sup>۴</sup> [۳۷]، چگونگی اثر بلندی پره‌های میله‌ای و گام بین پره‌ای را بر روی انتقال حرارت و اصطکاک سیال برای خنک‌کاری توربین، بررسی نمودند. جوبران<sup>۵</sup> و همکاران [۳۸] کشف کردند که فاصله بهینه بین پره‌ها چه در جهت عمودی و چه در جهت افقی ۲.۵ برابر قطر پره است مستقل از اینکه این پره‌ها در چه ساختاری قرار دارند. تاهات<sup>۶</sup> و همکاران [۳۹] پی بردند که برای ساختار هم‌ردیف و جابجا شده نسبت گام عرضی و طولی بهینه به قطر پره به ترتیب برابر ۱.۳ و

---

<sup>۱</sup> Vanfossen

<sup>۲</sup> Brigham

<sup>۳</sup> Metzger

<sup>۴</sup> Winstanley

<sup>۵</sup> Jubran

<sup>۶</sup> Tahat



۲.۲ است. بابوسهاک<sup>۱</sup> و همکاران [۴۰] گزارش دادند که نسبت بهینه گام عرضی به قطر پره در جهت عرضی ۲۰۰۴ و در جهت طولی با توجه به جنس پره، متفاوت است.

گرانیس و اسپرو<sup>۲</sup> [۴۱] از یک آزمایش نمونه‌ای برای اعتبار سنجی دقت حل عددی جریان سیال از شبکه‌ای از پره‌های جابه‌جاشده به مقطع لوزی شکل استفاده کردند. آن‌ها یک رابطه بین ضریب اصطکاک و عدد رینولدز بر اساس نتایج حل عددی، در محدوده عدد رینولدز ۱۰ تا ۲۰۰۰ پیشنهاد دادند. آن‌ها همچنین برای ۱۸ آرایه مختلف از پره‌ها، اثر زاویه لوزی‌ها و گام طولی و عرضی را بررسی کردند. یو و چانگ<sup>۳</sup> [۴۲] از داده‌های تجربی برای انطباق دادن خصوصیات جریان و انتقال حرارت با حل عددی در شبکه‌ای از پره‌های میله‌ای که در یک کانال مربعی محدودشده، استفاده کردند.

سها و آچاریا<sup>۴</sup> [۴۳] به صورت عددی جریان و انتقال حرارت در شبکه تکرارشونده‌ای از پره‌های میله‌ای مکعبی هم‌ردیف داخل یک کانال را مطالعه نمودند. محاسبات سه‌بعدی و مدل اغتشاشی  $k-\epsilon$  در بررسی آن‌ها به کار گرفته شد. نتایج آن‌ها نشان می‌داد، ضریب انتقال حرارت بر روی پره‌ها در اعداد رینولدز پایین‌تر تا ۰.۸٪ بیشتر ضریب انتقال حرارت بر روی دیواره است که با افزایش عدد رینولدز این دو مقدار تقریباً باهم برابر است. سارا<sup>۵</sup> و همکاران [۴۴] افت فشار و انتقال حرارت را در کانال مربعی پرشده از پره‌های میله‌ای مربعی در ساختار هم‌ردیف بررسی کردند.

تحقیق عددی جامعی از جریان و انتقال حرارت سیال در کانال دوبعدی حاوی آرایشی از بلوک‌های مستطیلی که به یک دیواره چسبیده‌اند، توسط یانگ و وفایی<sup>۶</sup> [۴۵] انجام شده است. در این بررسی اثر عرض، ارتفاع، فاصله بین بلوک‌ها، نسبت ضریب هدایت سیال به جامد و عدد

---

<sup>۱</sup> Babus'Haq

<sup>۲</sup> Grannis & Sparrow

<sup>۳</sup> You & Chang

<sup>۴</sup> Saha & Acharya

<sup>۵</sup> Sara

<sup>۶</sup> Young & Vafai

رینولدز بررسی شده است. در این پژوهش مقایسه‌ای بین ناسلت متوسط برای هر بلوک با بلوک‌های دیگر انجام گرفته است.

روش حل جریان بین تعداد محدودی از بلوک‌های جامد نمی‌تواند به‌طور دقیق اثرات شرایط مرزی سرعت و حرارتی مرزهای اصلی (مثلاً دیواره کانال) هندسه مسئله را بررسی کند. معمولاً یک توزیع سرعت یکنواخت یا سهموی به‌عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شود؛ درحالی‌که جریان ورودی از جامدهای دیگر عبور کرده و توزیع ناشناخته‌ای دارد. پورشاقی<sup>۱</sup> و همکاران [۴۶] انتقال حرارت جابجایی آزاد سیال را در یک محفظه متخلخل که از ذرات جامد با توزیع تصادفی پر شده بود برای اعداد رایلی و شرایط مرزی حرارتی متفاوت را با استفاده از شبیه‌سازی مستقیم بررسی کردند و توزیع ناسلت موضعی بر روی دیواره محفظه را با حل دیگر محققین که از روش‌های متوسط گیری حجمی استفاده کردند، مقایسه نمودند.

تمایل و هومن<sup>۲</sup> [۴۷] با شبیه‌سازی هندسه پیچیده فوم فلزی به فیبرهای استوانه‌ای، هندسه‌ای ساده معرفی کردند که انجام مطالعات تحلیلی و استخراج اطلاعات موردنیاز در هندسه طراحی شده بسیار ساده‌تر از انجام این مطالعات روی فوم فلزی می‌باشد. آن‌ها در تحقیق خود فوم فلزی را به‌عنوان فیبرهای دایروی که به‌صورت منظم به یکدیگر متصل شده‌اند شبیه‌سازی کردند و هر فیبر را به‌عنوان یک مقاومت حرارتی در نظر گرفتند، سپس تمام مقاومت‌های حرارتی را جمع کرده و یک مقاومت معادل حرارتی برای فوم فلزی به دست آوردند.

### ۱-۳ تعریف مسئله

همان‌طور که از عنوان این پژوهش مشخص است، هدف بررسی انتقال حرارت در کانال حاوی فیبر متخلخل می‌باشد. برای نیل به این هدف متغیرها، فرض‌ها و عوامل تأثیرگذار زیادی دخیل

---

<sup>۱</sup> Pourshaghaghly

<sup>۲</sup> Tamayol & Houman

هستند که گاهی اوقات با تغییر در یکی از موارد ذکر شده، نیاز به انجام یک پژوهش جدید با روشی کاملاً مجزا از دیگر پژوهش‌ها، خواهد بود. در راستای بررسی یک موضوع جامع در علم مهندسی مکانیک، می‌توان عامل‌های شاخصی را معرفی کرد که تغییر در هر کدام از آن‌ها، مولد پژوهش‌های جدید و متفاوت از یکدیگر است؛ برخی از این عامل‌ها عبارت‌اند از:

- هندسه
- رژیم سیال
- خواص سیال
- جنس مواد جامد
- شرایط مزی
- روش حل
- فرض‌های انجام‌شده جهت ساده‌سازی مسئله

برای انجام یک پژوهش در ابتدا لازم است شرایط عوامل ذکر شده مشخص گردد تا به تبع آن صورت مسئله مورد پژوهش تعریف شود.

هندسه در نظر گرفته شده برای این پژوهش، کانالی ۳ بعدی، با سطح مقطع مربعی و طول مشخص (در فصل ششم به جزئیات هندسه پرداخته شده است) حاوی فیبرهای جامد با مقطع دایروی می‌باشد. فیبرها در کنار یکدیگر تشکیل صفحات تکرارشونده می‌دهند. این فیبرها در چهار نسبت تخلخل ۶۶٪، ۷۶٪، ۸۵٪ و ۹۰٪، جهت بررسی انتقال حرارت و تغییرات جریان در کانال پر شده با فیبر متخلخل طراحی شده‌اند. همچنین برای بررسی اهداف ذکر شده در کانال‌های نیمه‌پر، مرکز کانال‌های پر شده با فیبر متخلخل که دارای نسبت تخلخل‌های ۸۵٪ و ۹۰٪ می‌باشند، با سه نسبت ارتفاع (S) مختلف، از فیبر تخلیه شده‌اند تا هندسه مربوط به کانال‌های نیمه‌پر تشکیل شود. منظور از نسبت ارتفاع در کانال‌های نیمه‌پر، نسبت ارتفاع فیبر متخلخل (a) به ارتفاع سطح مقطع

کانال (H) می‌باشد. نسبت ارتفاع‌های طراحی‌شده برای کانال‌های نیمه‌پر  $\frac{1}{3}$ ،  $\frac{1}{4}$  و  $\frac{1}{8}$  هست.  $(S = \frac{a}{H})$

به دلیل پیچیده بودن هندسه فوم فلزی، از فیبر با سطح مقطع دایروی جهت شبیه‌سازی فوم فلزی استفاده شده است. این ساده‌سازی توسط تمایل و هومن [۴۷] برای ارزیابی انتقال حرارت در فوم فلزی انجام شده است و نتایج بسیار خوبی در مقایسه با آزمایش‌های تجربی به دست آمده است. رژیم سیال در این پژوهش آرام در نظر گرفته شده و هدف آن است که مسئله برای پنج مقدار مختلف عدد رینولدز که عبارت‌اند از ۵۰، ۱۰۰، ۲۰۰، ۳۰۰ و ۴۰۰ حل شود. سیال در نظر گرفته شده نیز آب با چگالی ثابت ۹۹۸.۲ می‌باشد.

برای جنس دیواره فیبرها از دو فلز آلومینیوم و مس که استفاده از آن‌ها در طراحی مبدل‌های حرارتی متداول است، استفاده شده است. این امر جهت بررسی تأثیر ضریب انتقال حرارت هدایتی فلز انجام می‌شود.

کانال تحت شرایط مرزی با دمای دیواره ثابت در نظر گرفته شده است همچنین سرعت ورودی سیال نیز با توجه به اعداد رینولدز ذکر شده در بالا تغییر می‌کند.

در این پایان‌نامه برای بررسی جریان و حل معادلات حاکم از معادلات ناویر-استوکس استفاده شده است.

### ۱-۳-۱ نوآوری پژوهش پیشرو

در نگاهی کلی می‌توان نوآوری‌های پژوهش حاضر را به صورت موارد زیر مطرح کرد:

۱- طراحی هندسه در چهار نسبت تخلخل جهت بررسی تأثیر نسبت تخلخل بر روی

اهداف مورد نظر

۲- بررسی همزمان کانال پرشده از فیبر متخلخل و کانال نیمه‌پر و امکان مقایسه

افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار

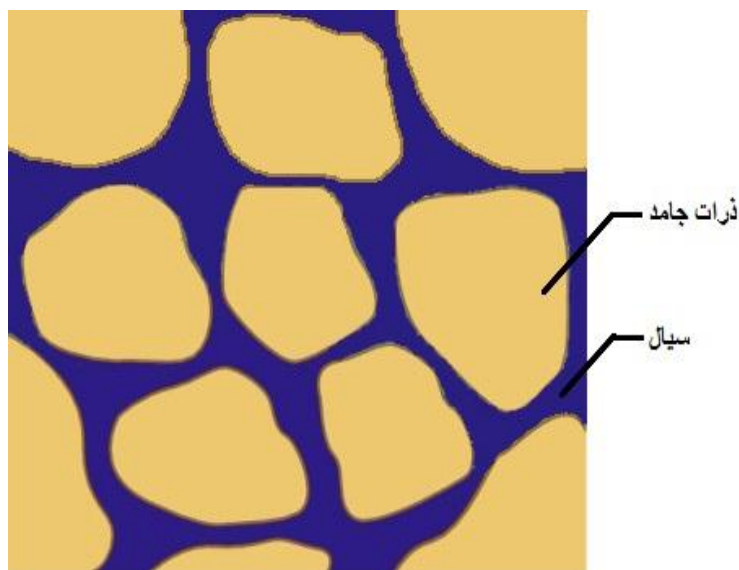
۳- استفاده از دو فلز متفاوت در طراحی کانال و بررسی تأثیر نسبت ضریب انتقال

حرارت هدایتی در فاز سیال/جامد بر انتقال حرارت در کانال حاوی فیبر متخلخل



## ۲ فصل دوم: معادلات حاکم در محیط متخلخل

هنگامی که از محیط متخلخل صحبت می‌کنیم، منظورمان ماده ایست که از جسم جامد و فضاهای خالی به هم پیوسته به هم تشکیل شده است. وجود این شبکه برای داشتن محیط متخلخل الزامی است یعنی به یک جسم جامد منفرد، محیط متخلخل اطلاق نمی‌شود. به هم پیوستگی فضاهای خالی این اجازه را به جریان یک یا چند سیال می‌دهد که در ماده حرکت کند.



شکل ۱-۲: شماتیکی از محیط متخلخل [۴۸]

در محیط‌های متخلخل طبیعی اندازه و شکل فضاهای خالی بی‌نظم هستند. سنگ آهک، ماسه‌سنگ، نان گندم و شش انسان نمونه‌هایی از محیط‌های متخلخل طبیعی است.

تخلخل<sup>۱</sup> ( $\epsilon$ ) یک ماده مقداری از ظرفیت ذخیره‌سازی است که می‌تواند سیالات را در خود نگه دارد، به عبارت دیگر تخلخل نسبت حجم خالی به کل حجم است. در تعریف تخلخل، فرض بر این است که کلیه فضاهای خالی به هم متصل هستند. در غیر این صورت از مفهوم تخلخل مؤثر<sup>۲</sup> استفاده می‌شود که نسبت فضاهای خالی به هم پیوسته به کل حجم است.

<sup>۱</sup> Porosity

<sup>۲</sup> Effective porosity

تراوایی<sup>۱</sup> (K) یک ماده مقداری است که توانایی ماده برای عبور سیال از درون خود را نشان می‌دهد. در محیط‌های طبیعی، تخلخل معمولاً از ۰.۶ تجاوز نمی‌کند. در بستری از ذرات کروی همسان، تخلخل از ۰.۲۵۹۵ تا ۰.۴۷۶۴ می‌تواند تغییر کند. اگر ذرات همسان نباشند، تخلخل کمتری حاصل می‌شود. در جدول ۱-۱، تخلخل و تراوایی برخی محیط‌های متخلخل متداول آورده شده است:

جدول ۱-۲: تخلخل و تراوایی برخی مواد متداول [۴۸]

تراوایی $K [^2\text{cm}]$	تخلخل $\varepsilon$	ماده
$4.9 \times 10^{-10} - 1.2 \times 10^{-9}$	۰.۶۶-۰.۵۷	آجر
	۰.۴۹-۰.۱۷	فیلتر سیگار
	۰.۱۲-۰.۰۲	زغال سنگ
$1 \times 10^{-9} - 1.3 \times 10^{-7}$	۰.۱~	بتون
$3.3 \times 10^{-6} - 1.5 \times 10^{-5}$	۰.۳۴-۰.۰۹	پودر مس
$2.4 \times 10^{-7} - 5.1 \times 10^{-7}$		چوب پنبه
	۰.۹۳-۰.۸۸	پشم شیشه
	۰.۹۹-۰.۹۵	مو (در پستان داران)
$9.5 \times 10^{-10} - 1.2 \times 10^{-9}$	۰.۵۹-۰.۵۶	چرم
$2 \times 10^{-11} - 4.5 \times 10^{-10}$	۰.۱-۰.۰۴	سنگ آهک (دولومیت)
$2 \times 10^{-7} - 1.8 \times 10^{-6}$	۰.۵-۰.۳۷	ماسه
$5 \times 10^{-12} - 3 \times 10^{-8}$	۰.۳۸-۰.۰۸	سنگ ماسه (ماسه نفتی)
$1.3 \times 10^{-10} - 5.1 \times 10^{-10}$	۰.۴۹-۰.۳۷	پودر سیلیکا
$2.9 \times 10^{-9} - 1.4 \times 10^{-7}$	۰.۵۴-۰.۴۳	خاک
$3.8 \times 10^{-5} - 1 \times 10^{-4}$	۰.۷۶-۰.۶۸	سیم پیچ

<sup>۱</sup> Permeability



در مقیاس میکروسکوپی مقادیر جریان (سرعت، فشار و ...) کاملاً نامنظم هستند؛ اما در آزمایش‌های عملی معمولاً از مقادیر میانگین گرفته شده بر روی سطحی که شامل فضاهای خالی زیادی است، استفاده می‌شود. این مقادیر ماکروسکوپی نسبت به مکان و زمان، منظم تغییر می‌کنند و می‌توانند در معادلات نظری بکار برده شوند.

اینکه جریان داخل یک ساختار متخلخل را چگونه بررسی کنیم بستگی مستقیم به فاصله‌ی مشاهده‌گر و ساختار جریان دارد. هنگامی که فاصله کم است، مشاهده‌گر فقط یک یا دو کانال یا حفره‌ی باز یا بسته را می‌بیند، در این مورد می‌تواند از معادلات متداول مکانیک سیالات و انتقال حرارت، برای توضیح اینکه چه پدیده‌ای در هر نقطه رخ می‌دهد، بهره برد. این روش حل را مستقیم<sup>۱</sup> می‌نامیم.

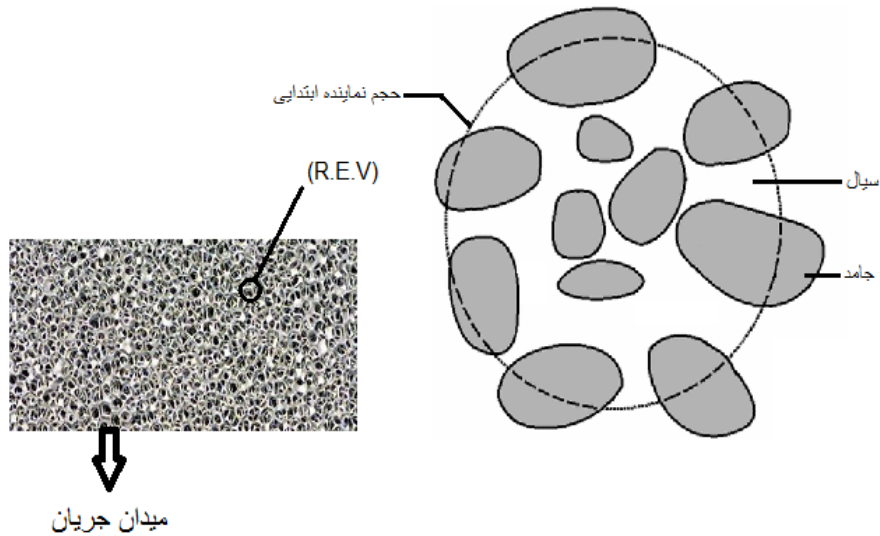
هنگامی که فاصله زیاد است، مشاهده‌گر تعداد زیادی کانال و حفره می‌بیند که توضیح آن با استفاده از معادلات متداول، مشکلات زیادی به همراه دارد. در این حالت استفاده از متوسط گیری‌های حجمی و اندازه‌گیری‌های کلی می‌تواند به ساده‌سازی حل کمک نماید [۴۸].

روش مفید برای به دست آوردن معادلات حاکم بدین صورت است که ابتدا استاندارد سیال را بنویسیم، سپس با استفاده از متوسط گیری حجمی یا سطحی، معادلات میکروسکوپی را برای فضاهای خالی زیادی به دست آوریم. برای متوسط گیری دو راه وجود دارد: فضایی و آماری. در روش فضایی، یک متغیر میکروسکوپی به عنوان میانگین مناسبی در یک حجم نماینده ابتدایی<sup>۲</sup> (که به اختصار به آن R.E.V گفته می‌شود) تعریف می‌گردد. این عملیات در حقیقت مقدار متغیر را از مرکز R.E.V به ما می‌دهد. اندازه R.E.V بسیار بزرگ‌تر از مقیاس فضاهای خالی و تا حد قابل توجهی کوچک‌تر از میدان جریان است [۴۸] (شکل ۲-۲).

---

<sup>۱</sup> Direct solution

<sup>۲</sup> Representative elementary volume



شکل ۲-۲: مقایسه اندازه حجم نماینده ابتدایی نسبت به میدان جریان و فضاهای خالی [۴۸]

در روش آماری، میانگین‌گیری بر روی مجموعه‌ای از فضاهای خالی انجام می‌شود که با ساختار میکروسکوپی معادل‌اند. مشکل این روش این است که معمولاً اطلاعات آماری مجموعه فقط برای یک نمونه موجود است و این روش فقط برای حالتی که همگونی آماری فرض شود، معتبر است [۴۸].

مدل پیوسته‌ای از محیط متخلخل بر اساس مفهوم R.E.V ساخته می‌شود. باید تمایزی بین سرعت سیال در المان حجم  $V_m$  (حاوی ذرات جامد و فضاهای خالی) و سرعت سیال در المان حجم  $V_f$  (شامل فضاهای خالی) در نظر گرفته شود. با میانگین‌گیری سیال در المان حجم  $V_m$ ، سرعت ظاهری به دست می‌آید که با  $\vec{v} = (u, v, w)$  نشان داده می‌شود. به این مقدار سرعت تراوش یا سرعت دارسی<sup>۱</sup> گفته می‌شود. با میانگین‌گیری سرعت سیال در المان حجم  $V_f$ ، سرعت متوسط واقعی  $\vec{V}$ ، به دست می‌آید. رابطه (۱-۱) ارتباط این دو سرعت را نشان می‌دهد:

$$\vec{v} = \varepsilon \vec{V} \quad (1-2)$$

معادله بقای جرم با معادله پیوستگی نشان داده می‌شود:

<sup>۱</sup> Darcy velocity

$$\varepsilon \frac{\partial y}{\partial x} + \nabla \cdot (\rho_f \vec{v}) = 0 \quad (2-2)$$

که  $\rho_f$  چگالی سیال است.

معادلات حاکم برای جریان سیال از سه اصل بقاء و معادلات مشتق شده از آن‌ها به دست می‌آید این سه اصل به شرح زیر است:

۱. بقا جرم (معادله پیوستگی)

۲. بقا مومنتوم (معادله مومنتوم)

۳. بقا انرژی (معادله انرژی)

## ۲-۱ فرم‌های مختلف معادله مومنتوم در محیط متخلخل

### ۲-۱-۱ معادله مومنتوم برای حل در مقیاس حفره

معادله مومنتوم برای حل به روش مستقیم همان معادله ناویر-استوکس<sup>۱</sup> می‌باشد که برای حل شدن، نیاز است هم‌زمان معادله پیوستگی نیز حل شود. از آنجاکه سیال مورد استفاده در این پژوهش آب بوده و به‌عنوان یک سیال غیرقابل تراکم در نظر گرفته می‌شود صورت تانسوری معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس به صورت زیر درمی‌آیند:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3-2)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \sigma_{ij} + \rho b_i \quad (4-2)$$

که معادله (۳-۵) معادله پیوستگی و معادله (۴-۵) معادله مومنتوم برای سرعت جهت  $\hat{a}_m$  می‌باشد. همچنین  $\frac{\partial}{\partial x_i}$  مشتق مکانی نسبت به مؤلفه  $\hat{a}_m$  دستگاه مختصات کارتزین،  $\rho$  چگالی،  $b_i$  نیروی حجمی در جهت  $x_i$  و  $\sigma_{ij}$  تانسور تنش می‌باشد. به‌طور کلی تانسور تنش را می‌تواند

<sup>۱</sup> Navier-Stokes

به دو بخش همگن (فشار) و ناهمگن (تنش‌های انحرافی) به صورت زیر تقسیم کرد.

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (5-2)$$

که  $\sigma_{ij}$  تانسور یکه،  $P$  فشار و  $\tau_{ij}$  تنش انحرافی هستند. برای سیال نیوتنی تنش‌های انحرافی به صورت زیر بیان می‌شوند.

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6-2)$$

همان‌طور که از مجموعه معادلات (3-5) و (4-5) پیداست، معادله پیوستگی تنها یک قید ریاضی برای حل جریان محسوب می‌شود و بیان می‌کند اگر از میدان فشار درستی در حل معادلات مومنتوم استفاده شود، میدان سرعت به دست آمده فاقد دیورژانس خواهد بود؛ بنابراین برای حل دستگاه معادلات (3-5) و (4-5) نیاز به معادله‌ای برای تکامل فشار وجود دارد. روش‌های مختلفی برای غلبه بر این مشکل به وجود آمده است که روش‌های پروجکشن<sup>۱</sup>، جزء روش‌های بسیار پرکاربرد و متداول در میان آنهاست. در این روش‌ها در ابتدا میدان سرعت تشکیل می‌شود (البته این میدان سرعت معادله پیوستگی را ارضا نمی‌کند) و سپس به تصحیح آن می‌پردازند.

## ۲-۱-۲ معادلات مومنتوم به روش متوسط گیری حجمی

در اینجا فرم‌های مختلفی از معادله مومنتوم که در حقیقت مشابه معادلات ناویر-استوکس در محیط متخلخل است را ذکر می‌شود. ابتدا از نیروهای حجمی از قبیل گرانش صرف نظر کرده سپس، در مرحله بعد می‌توان آن‌ها را به معادلات اضافه کرد.

هنری داری مطالعاتی را بر روی جریان پایدار در یک محیط یکنواخت انجام داد و به این نتیجه رسید که اختلاف فشار اعمال شده و نرخ جریان، نسبتی وجود دارد. این نسبت با

---

<sup>۱</sup>Projection

رابطه زیر نشان داده می‌شود:

$$\mathbf{u} = -\frac{K}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (7-2)$$

$\frac{\partial P}{\partial x}$ ، گرادیان فشار در جهت جریان است و  $\mu$  لزجت دینامیکی سیال است. ضریب  $K$  مستقل از جریان بوده و به هندسه محیط بستگی دارد. این ضریب دارای بعد  $l^2$  (طول) است و تراوایی نامیده می‌شود. در مسائل سه‌بعدی معادله بالا به فرم زیر درمی‌آید:

$$\vec{v} = -\mu^{-1} K \cdot \nabla P \quad (8-2)$$

بنابراین در حالت کلی  $K$  یک تانسور مرتبه دو است؛ اما در حالتی که محیط همسانگرد باشد، تراوایی کمیتی اسکالر بوده و معادله بالا به صورت زیر ساده می‌شود:

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \vec{v} \quad (9-2)$$

مقدار  $K$  برای مواد گوناگون بسیار متفاوت است که به‌عنوان نمونه در جدول (۵-۱) برای برخی مواد مقدار آن آورده شده است.

وودینگ [۹] بسط معادله (۵-۹) را به صورت زیر نوشت:

$$\rho_f \left[ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{v} \quad (10-2)$$

با جایگذاری معادله (۵-۱) داریم:

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{v} \quad (11-2)$$

این معادله از آنالوژی معادله ناویر-استوکس به‌دست آمده است. بک [۴۹] اشاره کرده است که بکارگیری عبارت  $\vec{v}(\vec{v} \cdot \nabla)$  مناسب نیست، زیرا مرتبه معادله دیفرانسیل را بالا می‌برد و با شرط مرزی لغزشی، هماهنگ نیست. از همه مهم‌تر این ترم راه قابل قبولی برای نشان دادن نیروی

پسای<sup>۱</sup> غیرخطی ناشی از اثرات اینرسی نیست. همچنین بچلر [۵۰] نشان داد ترم باقیمانده

نیز به طور کامل معرف جریان سیال نیست و معادله خود را به فرم زیر نشان داد:

$$\rho_f c_a \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -\nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{v} \quad (۱۲-۲)$$

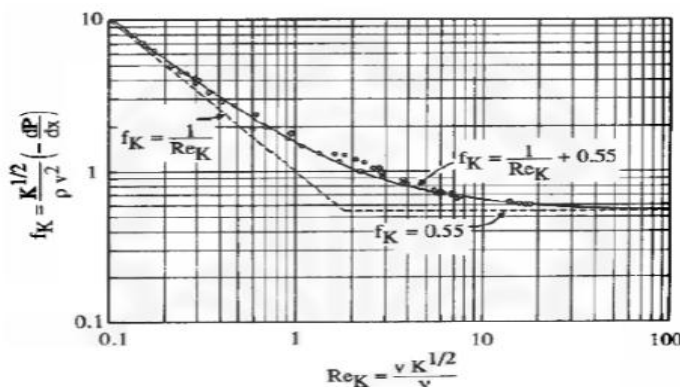
که  $c_a$  تانسور ثابتی است که شدیداً به هندسه محیط متخلخل بستگی دارد.

معادله داریسی (۵-۸) با سرعت تراوش خطی است. این فرض هنگامی که سرعت تراوش به اندازه کافی کوچک باشد برقرار است. در عمل "به اندازه کافی کوچک" یعنی عدد رینولدز جریان  $Re_p$  بر اساس قطر ذرات یا حفرات، از مرتبه یک یا کوچکتر باشد. با افزایش  $\vec{v}$  انتقال ملایمی به سمت پسای غیرخطی داریم، درحالی که جریان هنوز آرام است. این تغییر در خطی بودن به این علت است که پسای شکلی حاصل از موانع جامد با پسای سطحی ناشی از اصطکاک قابل قیاس می شود (شکل ۵-۳).

جوزف و همکاران [۵۱] معادله داریسی اصلاح شده را به صورت زیر پیشنهاد دادند:

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \vec{v} - \frac{c_f \rho_f}{\sqrt{K}} |\vec{v}| \vec{v} \quad (۱۳-۲)$$

که  $c_f$  ضریب بی بعد پسای شکلی و تابع ضریب تخلخل است.



شکل ۲-۳: عبور از ناحیه داریسی به ناحیه فورچیمر برای یک محیط متخلخل ایزوتروپ همگن [۵۱]

<sup>۱</sup> Drag

شکل ۳-۵ عبور از ناحیه عبور از ناحیه داری به ناحیه فورچایمر<sup>۱</sup> را نشان می‌دهد. داده‌ها برای جریان یک‌بعدی (۷ در جهت x) همدماست. ضریب اصطکاک  $f_k$  و عدد رینولدز برحسب  $K^{1/2}$  به‌عنوان مقیاس طول نوشته شده‌اند. شکل ۳-۵ نشان می‌دهد که انتقال<sup>۲</sup> در ناحیه رینولدز ۱۰-۱ رخ می‌دهد. برای رینولدزهای بالاتر پسای شکلی غالب است. هنگامی که جریان در مقیاس حفرات آشفته می‌شود، ضریب  $c_F$  با سرعت<sup>۳</sup> تغییر می‌کند.

وارد<sup>۴</sup> [۵۲] تصور می‌کرد، این یک ضریب جهانی است و دارای مقدار تقریبی ۰.۵۵ هست. این ضریب توسط ارگان<sup>۵</sup> [۵۳] به‌صورت زیر محاسبه شده است:

$$c_F = \frac{1.75}{\sqrt{150}} \varepsilon^{-3/2} \quad (14-2)$$

در جدول زیر مقادیر ضریب فورچایمر توسط محققین مختلف ارائه شده است:

جدول ۱-۲: ضریب فورچایمر

$c_F$	محققین
۰.۵۵	وارد [۵۱]
$c_F = \frac{1.75}{\sqrt{150}} \varepsilon^{-3/2}$	ارگان [۵۲]
$c_F = 0.55(1 - 0.55 \frac{d}{D_e})$	بیورز و همکاران [۵۳]
$D_e = \frac{2wh}{w+h}$	

که  $d$  قطر ذرات (ذرات جامد را به‌صورت کره فرض کردند)؛  $w$  و  $h$  به ترتیب عرض و ارتفاع بیشتر می‌باشد.

<sup>۱</sup> Forchheimer

<sup>۲</sup> Transition

<sup>۳</sup> Velocity

<sup>۴</sup> Ward

<sup>۵</sup> Organ

معادله‌ی جایگزین دیگری برای معادله داریسی، معمولاً معادله برینکمن<sup>۱</sup> نامیده

می‌شود. با حذف ترم‌های اینرسی معادله برینکمن به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \vec{v} + \tilde{\mu} \nabla^2 \vec{v} \quad (15-2)$$

در این معادله دو ترم لزجتی ظاهر شده است. اولی ترم داریسی متداول است و دومی ترم

لاپلاسینی که در معادله ناویر-استوکس ظاهر می‌شود.  $\tilde{\mu}$  ضریب لزجت مؤثر است که در حالت

کلی با  $\mu$  متفاوت است.

با استفاده از معادلات بالا، معادلات مومنتوم در حالت کلی در جهت  $x$  و  $y$  به صورت زیر هستند:

$$\begin{aligned} \frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (u) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{u^2}{\varepsilon} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{uv}{\varepsilon} \right) \right] \\ = -\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial x} (\varepsilon P) + \frac{\tilde{\mu}}{\varepsilon} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - D_x + (\rho_{ref} - \rho_f) g_x \end{aligned} \quad (16-2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (v) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{v^2}{\varepsilon} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{v^2}{\varepsilon} \right) \right] \\ = -\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial}{\partial x} (\varepsilon P) + \frac{\tilde{\mu}}{\varepsilon} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - D_y + (\rho_{ref} - \rho_f) g_y \end{aligned} \quad (17-2)$$

که  $D$  نیروی حجمی اعمال شده توسط فاز جامد به فاز سیال است:

$$D_x = Au + B(u^2 + v^2)^{1/2} u \quad (18-2)$$

$$D_y = Av + B(u^2 + v^2)^{1/2} v \quad (19-2)$$

با استفاده از نتایج تجربی ضرایب رابطه فوق محاسبه می‌گردند:

$$A = \frac{\mu}{K}, \quad B = \frac{c_F \rho_f}{\sqrt{K}} \quad (20-2)$$

---

<sup>۱</sup> Brinkman



در رابطه (۵-۱۶)،  $\frac{\mu}{K}u$  به جمله دارسی،  $\frac{c_F \rho_f}{\sqrt{K}}(u^2 + v^2)^{1/2}u$  به جمله فورچیمر و به  $\frac{\tilde{\mu}}{\varepsilon} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$  جمله برینکمن مشهور است.

بر اساس نتایج دورلوفسکی و بردی<sup>۱</sup> [۵۵] و همچنین رابین استن<sup>۲</sup> [۵۶]، جمله برینکمن برای مواد متخلخل با ضریب تخلخل بالای ۰.۸ مورد استفاده قرار می‌گیرد. جمله دارسی در همه‌ی مواد متخلخل در سرعت‌های کم مورد استفاده قرار می‌گیرد.

جدول ۲-۲ خلاصه‌ای از معادلات مختلف پیوستگی و مومنتوم در محیط متخلخل

$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \vec{V}) = 0$	روش مستقیم	معادله پیوستگی
$\varepsilon \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \vec{v}) = 0$	روش متوسط گیری	
$\rho_f \left[ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = -\nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{v}$	روش مستقیم	معادله مومنتوم
$\vec{v} = -\mu^{-1} K \cdot \nabla P$	دارسی	
$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{v}$	وودینگ [۹]	
$\rho_f c_a \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -\nabla P - \frac{\mu}{K} \vec{v}$	بچلر [۵۰]	
$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \vec{v} - \frac{c_F \rho_f}{\sqrt{K}}  \vec{v}  \vec{v}$	جوزف و همکاران [۵۱]	
$\nabla P = -\frac{\mu}{K} \vec{v} + \tilde{\mu} \nabla^2 \vec{v}$	برینکمن	
$\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\frac{1}{\varepsilon} \nabla(\varepsilon P) + \frac{\tilde{\mu}}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{v} - \frac{\mu}{K} \vec{v} - \frac{c_F \rho_f}{\sqrt{K}}  \vec{v}  \vec{v}$	حالت کلی	

## ۲-۲ معادله انرژی در محیط متخلخل

در این قسمت ما بر روی معادله‌ای که قانون اول ترمودینامیک را در محیط متخلخل

<sup>۱</sup> Durlofsky

<sup>۲</sup> Robinstein

نشان دهد، تمرکز می‌کنیم. همچنین برای سادگی فرض می‌کنیم، محیط همسانگرد باشد و اثرات تشعشع، پراکندگی لزجی<sup>۱</sup> و کار انجام‌شده توسط تغییرات فشار، قابل صرف‌نظر باشد. در ابتدا فرض می‌کنیم، تعادل ترمودینامیکی موضعی وجود داشته باشد؛ یعنی  $T_f = T_s = T$ ، که  $T_f$  و  $T_s$  دما در فاز سیال و جامد است (این فرض که ذرات جامد کوچک و دارای ضریب هدایت بالا باشند، معتبر است). در اینجا فرض می‌کنیم هدایت حرارتی در فاز سیال و جامد به‌صورت موازی انجام می‌شود و انتقال حرارت خالصی بین دو فاز وجود ندارد.

با متوسط‌گیری روی المانی از محیط، برای فاز جامد داریم:

$$(1 - \varepsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon)\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1 - \varepsilon)q_s''' \quad (21-2)$$

و برای فاز سیال:

$$\varepsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{v} \cdot \nabla T_f = \varepsilon \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \varepsilon q_s''' \quad (22-2)$$

در اینجا  $c$ ، حرارت مخصوص جسم جامد و  $c_p$  حرارت مخصوص سیال در فشار ثابت است.  $K$  ضریب هدایت حرارتی و  $q''' [\frac{W}{m^3}]$  حرارت تولیدی در واحد حجم است. با قرار دادن  $T_f = T_s = T$  و جمع کردن دو معادله اخیر داریم:

$$(\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c)_f \vec{v} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_m \nabla T) + q_m''' \quad (23-2)$$

که

$$(\rho c)_m = (1 - \varepsilon)(\rho c)_s + \varepsilon(\rho c_p)_f \quad (24-2)$$

$$k_m = (1 - \varepsilon)k_s + \varepsilon k_f \quad (25-2)$$

$$q_m''' = (1 - \varepsilon)q_s''' + \varepsilon q_f''' \quad (26-2)$$

---

<sup>۱</sup> Viscous dissipation

به ترتیب، ظرفیت حرارتی کلی در واحد حجم، هدایت حرارتی کلی و تولید حرارت کلی در واحد حجم محیط هستند. در حالت کلی هدایت حرارتی کلی محیط متخلخل وابستگی پیچیده‌ای به هندسه محیط دارد و رابطه‌های تجربی مختلفی برای آن وجود دارد.

حال اگر فرض کنیم، تعادل ترمودینامیکی موضعی وجود نداشته باشد و انتقال حرارت بین فاز جامد و سیال داشته باشیم، معادلات (۲۱-۵) و (۲۲-۵) با معادلات زیر جایگزین می‌شوند:

$$(1 - \varepsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1 - \varepsilon)\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1 - \varepsilon)q_s''' + h(T_f - T_s) \quad (27-2)$$

$$\varepsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{v} \cdot \nabla T_f = \varepsilon\nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \varepsilon q_s''' + h(T_s - T_f) \quad (28-2)$$

که  $h$  ضریب انتقال حرارت بین دو فاز است:

$$h = h_{sf} a_{sf} \quad (29-2)$$

و  $a_{sf}$  مساحت مؤثر فاز جامد است. محققین روابط تجربی مختلفی برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت به دست آوردند که در جدول ۳-۵ مشاهده می‌کنید:

جدول ۳-۲: ضریب انتقال حرارت بین دو فاز در محیط متخلخل

$a_{sf}$	$h_{sf}$	شرط	محققین
$\frac{6(1 - \varepsilon)}{d_p}$	$\frac{k_f(2 - 1.1Pr^{1/3}Re^{0.6})}{d_p}$	-	وکاگی <sup>۱</sup> [۵۷]
$20.346 \frac{(1 - \varepsilon)}{d_p}$	$0.004 \frac{d_v k_f}{d_p d_p} Pr^{1/3} Re^{1.36}$	$Re < 75$	وانگ <sup>۲</sup> و همکاران
	$1.064 \frac{k_f}{d_p} Pr^{1/3} Re^{0.59}$	$Re > 350$	[۵۸]

<sup>۱</sup> Hwang

$$\frac{\epsilon(1-\epsilon)}{d_p} \left( \frac{d_p \epsilon}{0.2555 Pr^{1/3} Re^{2/3} k_f} + \frac{d_p}{10 k_s} \right) - \text{دیکسون و کرسول}^1 \quad [59]$$

$$\frac{\epsilon(1-\epsilon)}{d_p} \frac{k_f}{d_p} \left[ \left( 1 + \epsilon \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon} \right) + \frac{1}{\epsilon} (1-\epsilon)^{1/3} Re^{2/3} Pr^{1/3} \right] - \text{کاوهارا [20]}$$

$$1 - \frac{28.4542}{d_p^2 \left( \frac{\epsilon}{k_f} + \frac{1-\epsilon}{k_s} \right)} - \text{ریس}^2 [60]$$

پس از مروری بر معادلات انرژی که برای سیال در محیط متخلخل ارائه شده است، در جدول خلاصه‌ای از این معادلات آورده شده است.

جدول ۲-۴ خلاصه‌ای از معادلات مختلف انرژی در محیط متخلخل

معادله انرژی	روش مستقیم
$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla T_f = \alpha_f \nabla^2 T_f$	فاز سیال
$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \nabla^2 T_s$	فاز جامد
$(\rho c)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c)_f \vec{v} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_m \nabla T)$	با تعادل ترمودینامیک موضعی
$\epsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \vec{v} \cdot \nabla T_f = \epsilon \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + h(T_s - T_f)$	بدون تعادل ترمودینامیک موضعی
$(1-\epsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\epsilon) \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1-\epsilon) q_s''' + h(T_f - T_s)$	

تاکنون افزایش انتقال حرارت در تجهیزات مختلف مانند مبدل‌ها به‌طور گسترده‌ای مورد مطالعه قرار گرفته است. وب در سال ۱۹۹۴ روش‌ها و تکنیک‌های مختلف بهبود انتقال حرارت در جریان‌های تک فاز سیالات را مورد بحث و بررسی قرار داده است [۶۱]. همان‌طور که در فصل اول ذکر شد یکی از روش‌های افزایش سرعت انتقال جرم و حرارت در سیستم‌های

<sup>1</sup> Cresswell

<sup>2</sup> Rees

مختلف استفاده از محیط‌های متخلخل می‌باشد. لاریت<sup>۱</sup> و همکارش افزایش ۵۰ درصدی عدد ناسلت در جریان آرام درون کانال‌های متخلخل را نسبت به کانال‌های بدون محیط متخلخل گزارش کرده‌اند [۶۲]. به‌طور کلی ضریب انتقال حرارت جابجایی در سیستم‌های متشکل از محیط‌های متخلخل بیشتر است. علت این امر در پژوهش‌ها و مقالات مختلف بیشتر بودن ضریب هدایت حرارتی ماتریس متخلخل در مقایسه با سیالات، ذکر شده است. محیط‌های متخلخل کاربردهای مختلف صنعتی و ژئوفیزیکی زیادی دارند که از مهم‌ترین آن‌ها می‌تواند به استفاده از این محیط‌ها در سیستم‌های انرژی مانند مبدل‌های حرارتی فشرده، لوله‌های حرارتی، خنک‌سازی وسایل الکترونیکی و کالکتورهای خورشیدی اشاره کرد.

در برخی موارد پر کردن کل سیستم با محیط متخلخل جهت بهبود انتقال حرارت لزومی ندارد. با توجه به این‌که در سیستم‌هایی که سیالات جریان دارند، قرار گرفتن محیط متخلخل در مسیر جریان سبب ایجاد افت فشار در حرکت سیال نیز می‌گردند، در بسیاری از موارد قرار دادن محیط متخلخل در نیمی از سیستم جهت افزایش انتقال حرارت کفایت می‌نماید. وجود محیط متخلخل در مسیر جریان سیال، ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی مؤثر جریان را بهبود داده و همچنین ماتریس متخلخل جامد سرعت انتقال حرارت تشعشی را به‌خصوص در سیستم‌هایی که گاز جریان دارد، افزایش می‌دهد. به‌طور کلی بهبود انتقال حرارت توسط محیط‌های متخلخل با سه مکانیزم عمده صورت می‌گیرد [۶۳]:

۱\_ توزیع و پخش سیال در سیستم و ایجاد هم‌زدگی و کاهش ضخامت لایه مرزی

۲\_ بهبود ضریب هدایت حرارتی مؤثر جریان

۳\_ افزایش میزان تشعشع محیط

## ۲-۳ کاربردهای محیط متخلخل در انتقال حرارت

انتقال حرارت و به‌طور کلی پدیده‌های انتقال در محیط‌های متخلخل فرایندهای مهمی در بسیاری از کاربردهای مهندسی به‌شمار می‌رود. بسیاری از فوم‌های رسانای مسی یا آلومینیومی می‌توانند به‌عنوان مبادله‌کننده‌های حرارتی استفاده شوند. در این مورد، ساختارهای با تخلخل باز نیاز می‌باشند. حرارت می‌تواند در فوم جابه‌جاشده و به گازها یا مایع‌هایی اضافه شود و فوم را همزمان گرم یا سرد کند. در تخلخل‌های باز، فشار درون حفره‌ها کمترین می‌شود. از مهم‌ترین کاربردهای این فرایندها می‌تواند به موارد زیر اشاره کرد [۶۴-۶۶]:

- ۱- مبدل‌های حرارتی دارای ماتریس متخلخل<sup>۱</sup>
- ۲- کالکتورهای خورشیدی با جاذب‌های متخلخل
- ۳- بازیابی انرژی زمین‌گرمایی<sup>۲</sup>
- ۴- افزایش بهره‌برداری در مخازن نفتی
- ۵- لوله‌های گرمایی متخلخل<sup>۳</sup>
- ۶- راکتورهای شیمیایی
- ۷- بسترهای کاتالیستی متخلخل
- ۸- خنک کردن وسایل و تجهیزات الکترونیکی
- ۹- خشک نمودن مواد غذایی (انبارها و مخازن ذخیره دانه‌های غلات)
- ۱۰- پیل سوختی<sup>۴</sup>
- ۱۱- پراکندگی آلاینده‌ها در منابع آب زیرزمینی
- ۱۲- عایق‌های حرارتی

---

<sup>۱</sup> Solid matrix heat exchanger

<sup>۲</sup> Geothermal energy

<sup>۳</sup> Porous heat pipe

<sup>۴</sup> Fuel cell

۱۳- جریان خون در شش‌های بدن

۱۴- کابل‌های الکتریکی مدفون در زمین

این کاربردهای گوناگون توجه بسیاری از مهندسين و محققين در زمينه‌های مختلف علوم را به خود جلب کرده است. از اهداف اصلی مدیریت انرژی، ارتقا و بهبود میزان انتقال حرارت در بسیاری از تجهیزات مهندسی و کاربردهای ذکر شده می‌باشد.

محیط‌های متخلخل سطح تماس زیادی با سیالات دارند که این امر سبب افزایش انتقال حرارت می‌شود. این محیط‌ها علاوه بر این که شرایط هیدرودینامیکی جریان سیال را تغییر داده و سبب کم شدن ضخامت لایه مرزی جریان می‌شوند، می‌توانند دارای ضریب هدایت حرارتی بیش‌تری نسبت به سیال کاری سیستم باشند.

بنابراین با قرار گرفتن یک ماتریس متخلخل در کانال‌های جریان سیال، عمل کرد حرارتی سیستم به‌طور مؤثری بهبود می‌یابد. مرور کامل و جامعی بر پدیده‌های انتقال در محیط‌های متخلخل در کتاب‌های نیلده، بیژن، ناکایاما و کاویانی ارائه شده است. [۶۷-۷۰]

با توجه به مطالب ارائه شده، از آنجایی که معادلات متوسط گیری شده، جریان میکروسکوپی بین ذرات جامد را نمی‌تواند توضیح دهد و همچنین در این مدل‌ها به علت خاصیت متوسط گیری شرط عدم لغزش بر روی ذرات جامد ارضا نمی‌شود؛ روش حل در مقیاس حفره در پژوهش حاضر استفاده شده است. برای این کار نیز از نرم‌افزار انسیس فلونت<sup>۱</sup> استفاده شده است.

## ۲-۳-۱ حل عددی معادلات در نرم‌افزار انسیس فلونت

به‌طور کلی نرم‌افزار فلونت دارای دو حل گر کاملاً متفاوت برای حل مسائل می‌باشد که دارای الگوریتم‌های متفاوتی می‌باشند:

---

<sup>۱</sup> Ansys Fluent

(۱) فشار مینا<sup>۱</sup>

(۲) چگالی مینا<sup>۲</sup>

در هر دو روش میدان سرعت از حل معادلات مومنتوم به دست می‌آید. در روش چگالی مینا، معادله بقای جرم برای محاسبه میدان چگالی استفاده می‌شود درحالی‌که توزیع فشار در تمامی نقاط با استفاده از معادله حالت محاسبه می‌شود. در روش‌های فشار مینا، توزیع فشار با حل یک معادله اصلاح‌شده فشار که از ادغام معادلات بقای جرم و مومنتوم به دست آمده، محاسبه می‌شود. در هر دو روش فرم انتگرالی معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی و سایر مقادیر اسکالر نظیر توربولانس و ... حل خواهد شد. در هر دو روش از تکنیک حجم محدود استفاده می‌شود که شامل مراحل زیر است:

۱- تقسیم‌بندی ناحیه حل به حجم‌های کوچک‌تر با استفاده از شبکه‌بندی ناحیه

محاسباتی

۲- انتگرال‌گیری معادلات بقا روی هر سلول به منظور دستیابی به رابطه‌ای جبری برای

متغیرهای وابسته نظیر سرعت، فشار و دما

۳- خطی‌سازی معادلات گسسته شده و حل سیستم معادلات خطی به دست آمده برای

محاسبه مقادیر به روز شده‌ی متغیرهای وابسته نظیر سرعت، فشار، دما و توربولانس

و ...

۴- هر دو روش فوق فرایندهای یکسانی برای گسسته‌سازی انجام می‌دهند اما روند

حل معادلات گسسته شده و خطی‌سازی آن‌ها در هر یک متفاوت است.

۲-۳-۱- الگوریتم فشار - مینا

روش فشار- مینا از یک الگوریتم استفاده می‌کند که متعلق به روش پروجکشن می‌باشد.

---

<sup>۱</sup> Pressure Based

<sup>۲</sup> Density Based



در روش پروجکشن با استفاده از حل یک معادله برای فشار، تضمین می‌کند که قانون بقای جرم در سراسر ناحیه حل ارضاء شود. این معادله برای فشار از ادغام معادلات بقای جرم و مومنوم حاصل می‌شود. از آنجاکه قوانین بقا به صورت غیرخطی می‌باشند و به یکدیگر کوپل می‌باشند لذا فرایند حل به صورت تکراری می‌باشد.

## ۲-۳-۱-۲ الگوریتم چگالی - مبنا

در روش‌های چگالی مبنا معادلات بقا شامل بقای جرم، مومنوم و انرژی (در صورت نیاز انتقال ذرات و ...) به صورت کاملاً یکپارچه و در یک دستگاه معادلات دیفرانسیل حل می‌شوند و قوانین بقای سایر متغیرهای اسکالر نیز بلافاصله بعد از آن حل می‌شود. با توجه به آن که معادلات به صورت کوپل و هم‌چنین غیرخطی هستند بنابراین می‌بایست از روش‌های تکراری تا رسیدن به مرحله همگرایی استفاده شود. الگوریتم این روش به شرح زیر است:

۱- به‌روزرسانی پارامترهای سیال بر اساس حل فعلی (در تکرار اول از مقادیر اولیه محاسبات شروع می‌شود)

۲- حل معادلات جرم، مومنوم و در صورت لزوم انرژی و انتقال ذرات و ... به صورت همزمان

۳- محاسبه متغیرهای اسکالر نظیر توربولانس و ...

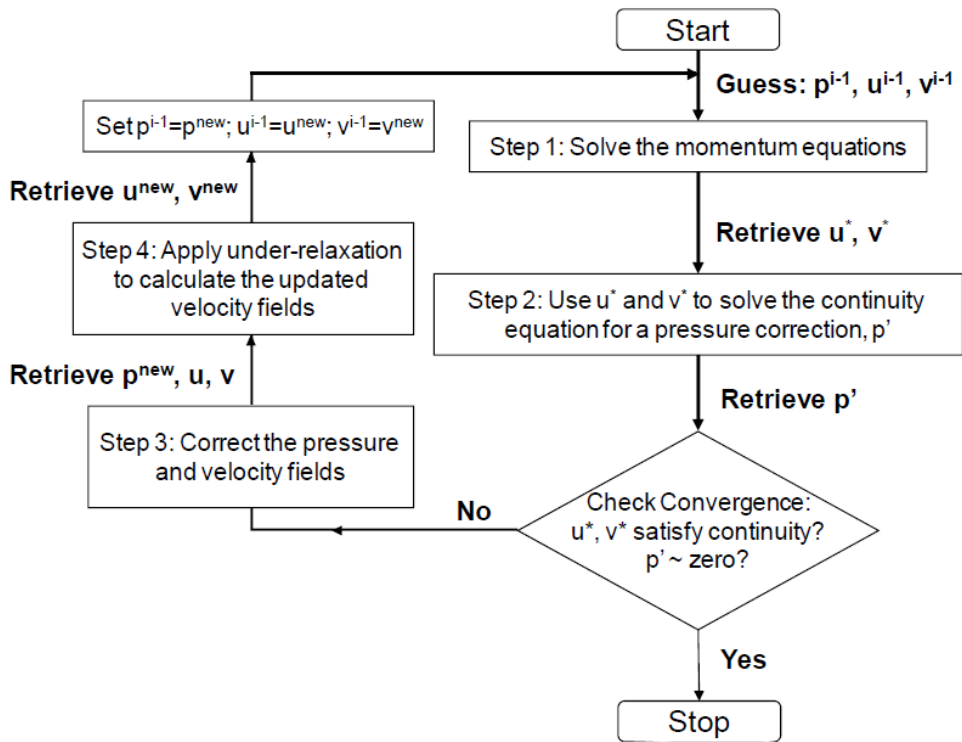
۴- چک کردن همگرایی حل

## ۲-۴ الگوریتم<sup>۱</sup> SIMPLE برای حل جریان تراکم ناپذیر لزج

در دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)، الگوریتم SIMPLE یک روش عددی می‌باشد که به‌طور گسترده برای حل معادلات ناویر-استوکس مورد استفاده قرار می‌گیرد. شکل نحوه عملکرد روش SIMPLE را نشان می‌دهد.

---

<sup>۱</sup> Semi implicit method for pressure link equation



شکل ۴-۲ الگوریتم روش SIMPLE

حل الگوریتم سیمپل به صورت خلاصه شامل مراحل زیر است:

۱- در گام نخست میدان فشار حدس زده می شود (به عنوان مثال فشار صفر در کل میدان)

۲- معادلات گسسته شده برای  $u_i^*$  را حل می شود. توجه شود ضرایب به کاررفته در

معادلات مربوط به تکرار قبلی SIMPLE است.

۳- در گام سوم معادله تصحیح فشار حل می شود.

۴- سپس فشار و سرعت ها تصحیح می گردد.

۵- معادله انرژی با فشار و سرعت های اصلاح شده، حل می شوند.

۶- به گام دوم بازمی گردیم و این مراحل را تا ارضای معادلات ادامه می دهیم.

## ۳ فصل سوم: مدل سازی و حل عددی در مقیاس حفره

### ۱-۳ انتخاب هندسه

همان طور که در فصل سوم ذکر شد هندسه انتخاب شده در این پژوهش، همان هندسه پیشنهاد شده توسط تمایل و هومن [۴۷] هست. دلیل انتخاب این هندسه نیز سادگی در طراحی و به دست آوردن نتایج مطلوب و مشابه به فوم فلزی، در شبیه سازی انجام شده توسط تمایل و هومن می باشد.

### ۱-۱-۳ طراحی هندسه سه بعدی

در این پژوهش هندسه با چیدمان سیلندرهایی با قطر ۲ میلی متر در کنار یکدیگر و تشکیل صفحات تکرارشونده، در کانالی با سطح مقطع ۴۰\*۴۰ میلی متر و طول ۱۰۰ میلی متر، در چهار نسبت تخلخل مختلف ۰.۶۶٪، ۰.۷۶٪، ۰.۸۵٪ و ۰.۹۰٪، جهت بررسی انتقال حرارت و تغییرات جریان در کانال پر شده با فیبر متخلخل به وسیله نرم افزار کتیا<sup>۱</sup> طراحی شده است.

برای بررسی اهداف ذکر شده در کانال های نیمه پر، مرکز کانال های پر شده با فیبر متخلخل که دارای نسبت تخلخل های ۰.۸۵٪ و ۰.۹۰٪ می باشند، با سه نسبت ارتفاع (S) مختلف، از فیبر تخلیه شده اند تا هندسه مربوط به کانال های نیمه پر تشکیل شود. منظور از نسبت ارتفاع در کانال های نیمه پر، نسبت ارتفاع فیبر متخلخل (a) به ارتفاع سطح مقطع کانال (H) می باشد.

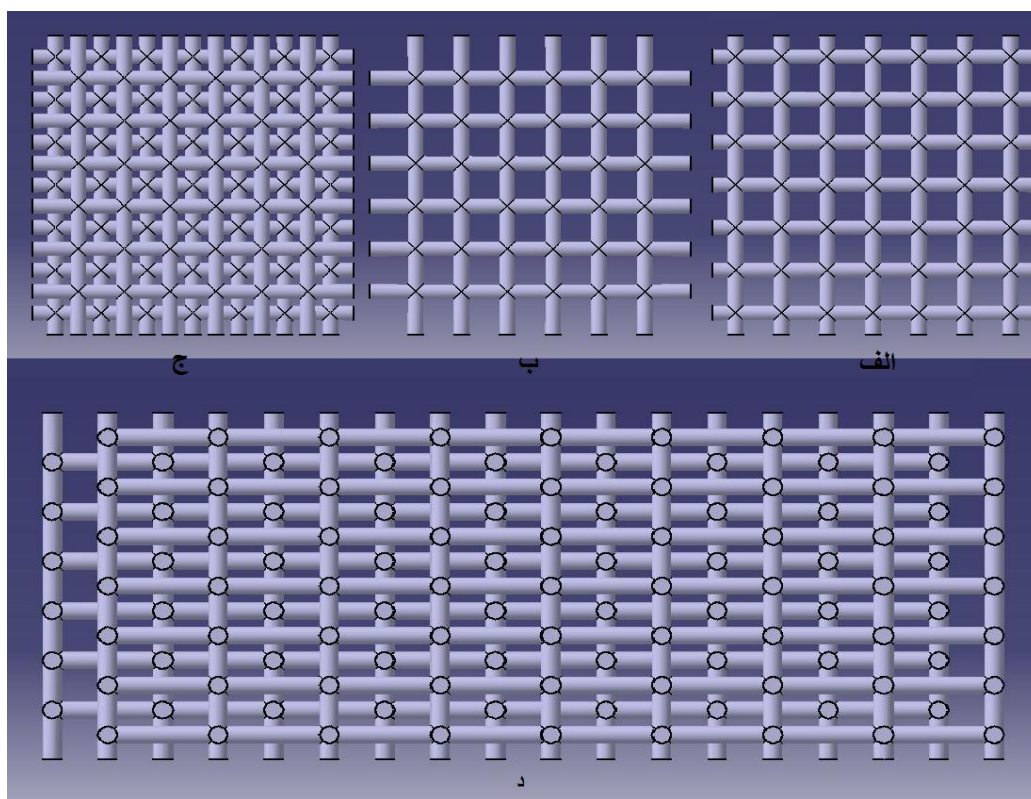
نسبت ارتفاع های طراحی شده برای کانال های نیمه پر  $\frac{1}{3}$ ،  $\frac{1}{4}$  و  $\frac{1}{8}$  می باشد.  $(S = \frac{a}{H})$

### ۱-۱-۱-۳ طراحی کانال پر شده با فیبر متخلخل

اگر بخواهیم به طور کلی به تشریح روش طراحی فیبرها پردازیم، محیط متخلخل طراحی شده از تکرار دو نوع صفحه تشکیل شده از فیبر ساخته شده است. اگر صفحه ی نوع اول

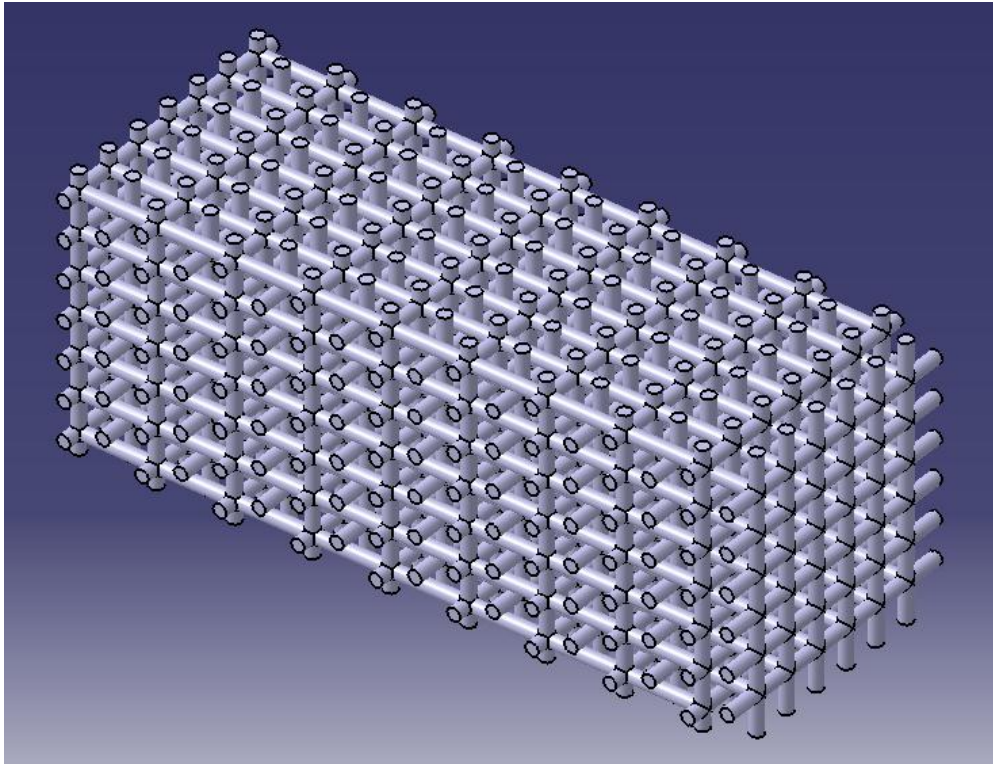
<sup>۱</sup> Catia

از تقاطع  $N$  فیبر عمودی با  $N$  فیبر افقی تشکیل شده باشد صفحه‌ی نوع دوم از تقاطع  $N-1$  فیبر عمودی با  $N-1$  فیبر افقی تشکیل شده است. تمام فیبرهای این دو نوع صفحه به دیواره‌ی کانال متصل می‌باشند. بعد از هر صفحه‌ی  $N*N$  یک صفحه  $(N-1)*(N-1)$  و بعد از هر صفحه‌ی  $(N-1)*(N-1)$  یک صفحه  $N*N$  قرار دارد و این روال تا انتهای کانال حفظ شده است. تمامی صفحات هم‌مرتب به توسط فیبرهایی در راستای محور  $X$  در محل تقاطع فیبرهای عمودی و افقی به یکدیگر متصل شده‌اند. این امر در شکل‌های ۱-۳ و ۲-۳ به خوبی مشخص می‌باشد.



شکل ۱-۳ مراحل تشکیل هندسه

قسمت الف از شکل ۱-۳ همان صفحه‌ی نوع اول می‌باشد که عدد  $N$  برای آن برابر ۷ می‌باشد و قسمت ب از شکل ۱-۳ صفحه‌ی نوع دوم است که از تقاطع ۶ فیبر عمودی و ۶ فیبر افقی تشکیل شده است. در قسمت ج از شکل مذکور غیر هم‌محور بودن صفحه‌ی نوع اول و دوم مشاهده می‌گردد. در قسمت د تکرار صفحات نوع اول و دوم یکی پس از دیگری و اتصال صفحات هم‌مرتب به واسطه فیبرهایی در راستای محور  $X$  مشخص می‌باشد.



شکل ۳-۲ نمای ۳ بعدی فیبرهای طراحی شده

نکته قابل توجه دیگر در طراحی عدم هم محوری صفحات  $N * N$  با صفحات  $(N-1) * (N-1)$  (۱) در راستای محور  $X$  می باشد و این عدم هم محوری در راستای محور  $Y$  برابر با  $\frac{\Delta Y}{4}$  و در راستای محور  $Z$  نیز به اندازه  $\frac{\Delta Z}{4}$  می باشد. این امر به خوبی در شکل ۳-۱ قسمت ج مشخص می باشد.  $\Delta X$ ،  $\Delta Y$  و  $\Delta Z$  فاصله عمودی یک فیبر تا فیبر بعدی به ترتیب در راستای محور  $X$ ،  $Y$  و  $Z$  می باشد و در تمامی مراحل طراحی  $\Delta Z = \Delta Y = \Delta X$  بوده و با توجه به نسبت تخلخل های مختلف، مقدار فواصل فیبرها نیز متفاوت می باشد. برای به دست آوردن  $\Delta X$  و به تبع آن  $\Delta Y$  و  $\Delta Z$ ، کافی است طول سطح مقطع کانال را بر  $N$  تقسیم کنیم یعنی داریم:

$$\Delta X = \frac{40}{N}$$

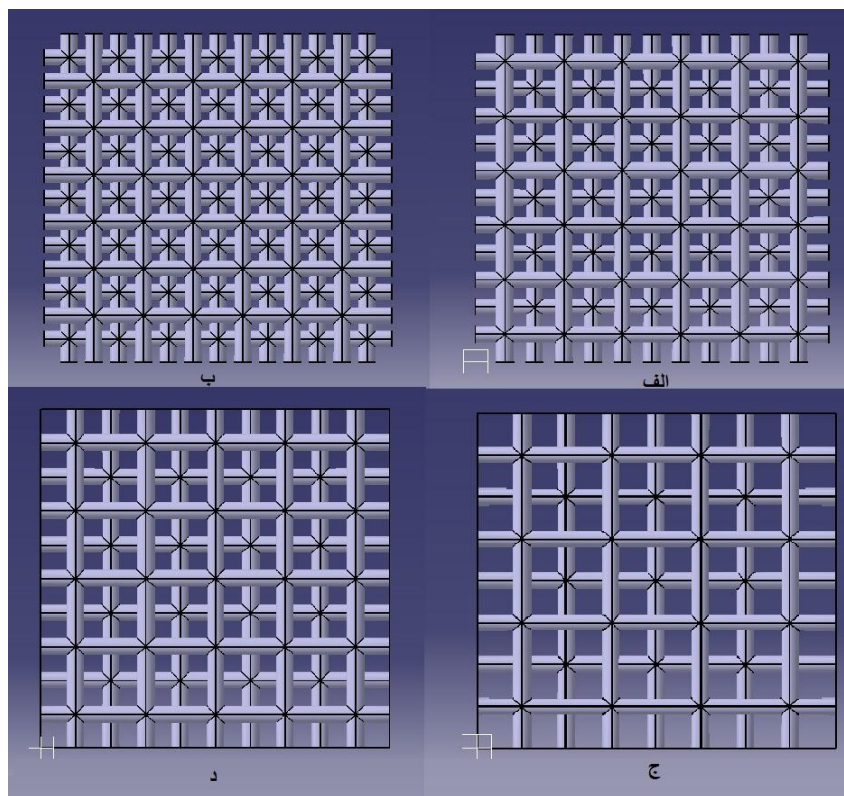
برای دستیابی به نسبت تخلخل های مختلف تنها یک عامل مؤثر است و آن نیز کم شدن عدد  $N$  می باشد. البته باید توجه داشت با تغییر  $N$ ،  $\Delta X$  نیز دست خوش تغییرات می شود. در تمامی مراحل قطر فیبرها ثابت و برابر ۲ میلی متر می باشد.

شکل ۳-۱ و ۳-۲ از طراحی محیط متخلخل ۶۶٪ تهیه شده است و در آن مقدار N برابر ۷ بوده و اندازه  $\Delta Z = \Delta Y = \Delta X = 5.714$  هست.

برای طراحی نسبت تخلخل ۷۶٪، مراحل طراحی هندسه همانند گذشته بوده و فقط مقدار N و به تبع آن  $\Delta X$ ،  $\Delta Y$  و  $\Delta Z$  تغییر می کنند. در این نسبت تخلخل مقدار N برابر با ۶ بود و  $\Delta X = \Delta Y = \Delta Z$  برابر با ۶.۶۶۷ میلی متر می باشد.

نحوه طراحی نسبت تخلخل ۸۵٪ نیز همانند دو نسبت تخلخل گذشته بوده و فقط مقدار N و به تبع آن  $\Delta X$ ،  $\Delta Y$  و  $\Delta Z$  تغییر می کنند. در این نسبت تخلخل مقدار N برابر با ۵ بود و  $\Delta X = \Delta Y = \Delta Z$  برابر با ۸ میلی متر می باشد.

نحوه طراحی نسبت تخلخل ۹۰٪ نیز همانند دو نسبت تخلخل گذشته بوده و در این نسبت تخلخل مقدار N برابر با ۴ بود و  $\Delta X = \Delta Y = \Delta Z$  برابر با ۱۰ میلی متر می باشد.



شکل ۳-۳ تصویر از روبروی فوم های فلزی الف (۷۶٪ ب) ۶۶٪ ج) ۹۰٪ د) ۸۵٪.

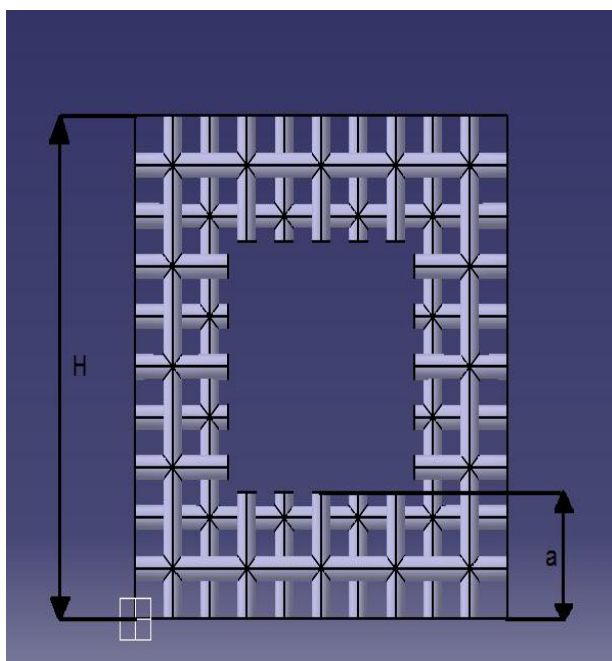
در جدول ۱-۳ مقدار  $N$  و  $\Delta X$  به‌طور خلاصه در نسبت تخلخل‌های مختلف آورده شده است.

جدول ۱-۳: مشخصات ابعادی در نسبت تخلخل‌های گوناگون

N	$\Delta X = \Delta Y = \Delta Z$	قطر فیبر	نسبت تخلخل
۷	۵.۷۱۴ میلی‌متر	۲ میلی‌متر	٪۶۶
۶	۶.۶۶۷ میلی‌متر	۲ میلی‌متر	٪۷۶
۵	۸ میلی‌متر	۲ میلی‌متر	٪۸۵
۴	۱۰ میلی‌متر	۲ میلی‌متر	٪۹۰

### ۳-۱-۱-۲ طراحی کانال‌های نیمه‌پر شده با فیبر متخلخل

تفاوت کانال‌های نیمه‌پر با کانال‌های پر شده با فیبر متخلخل تنها در خالی بودن مرکز کانال می‌باشد؛ و این به معنی آن است که نحوه چیدمان فیبرها، فاصله آن‌ها از یکدیگر و هیچ‌یک از پارامترهای هندسی تغییری نکرده است. کانال‌های نیمه‌پر تنها برای فیبرها با نسبت تخلخل ٪۸۵ و ٪۹۰ طراحی شده است.



شکل ۳-۴ نمونه‌ای از کانال نیمه‌پر و مشخص کردن  $H$  و  $a$

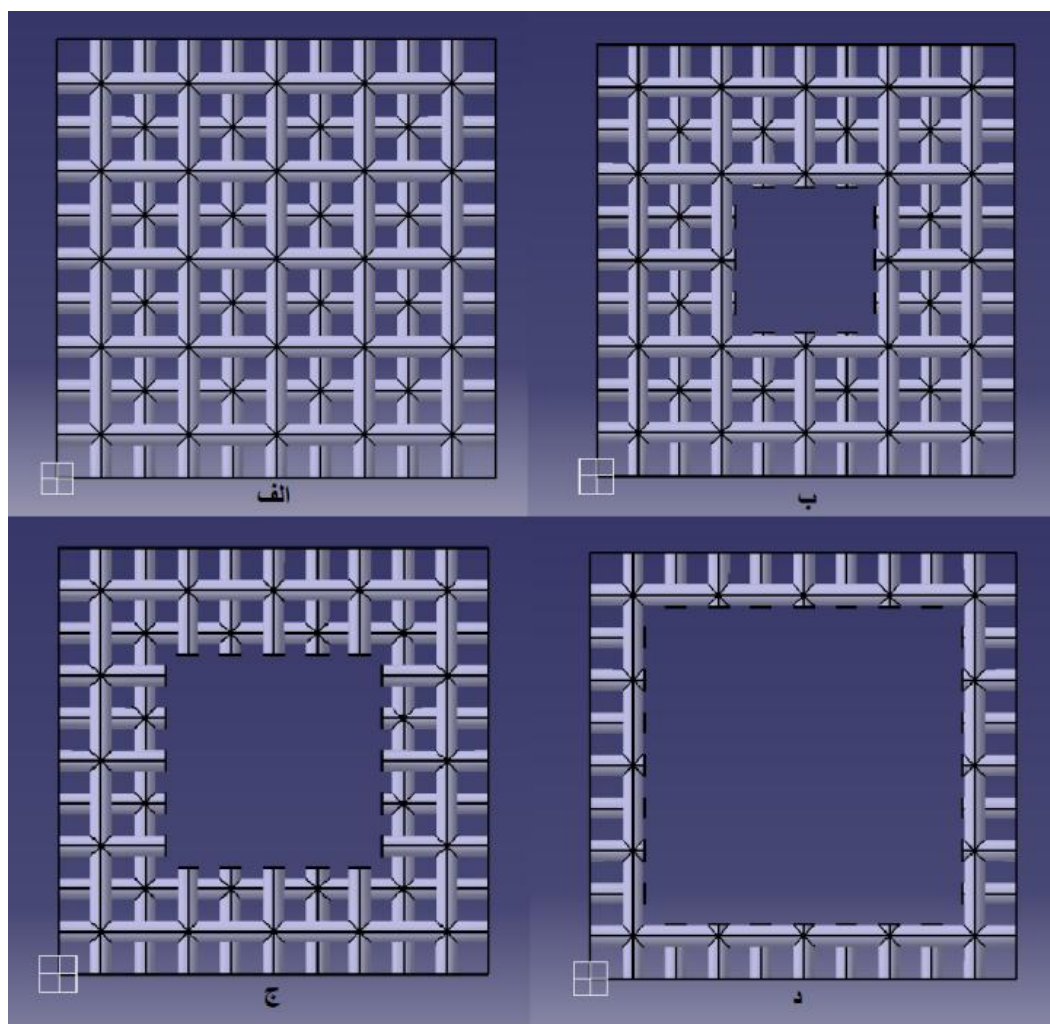
همان‌طور که ذکر شد سه نسبت مخالف برای  $S$  در نظر گرفته شده است و نسبت

$$\left(S = \frac{a}{H}\right) \text{ می‌باشد. } \frac{1}{8} \text{ و } \frac{1}{4} \text{، } \frac{1}{3}$$

همان‌طور که ذکر شد چیدمان فیبرها کاملاً همانند نسبت تخلخل ۸۵٪ می‌باشد.

از این‌رو بدیهی می‌باشد که تصور از بالای کانال نیمه‌پر همانند کانال کاملاً پر شده است پس

تنها به نمایش تصویر از جلو برای نسبت ارتفاع‌های مختلف بسنده می‌شود.



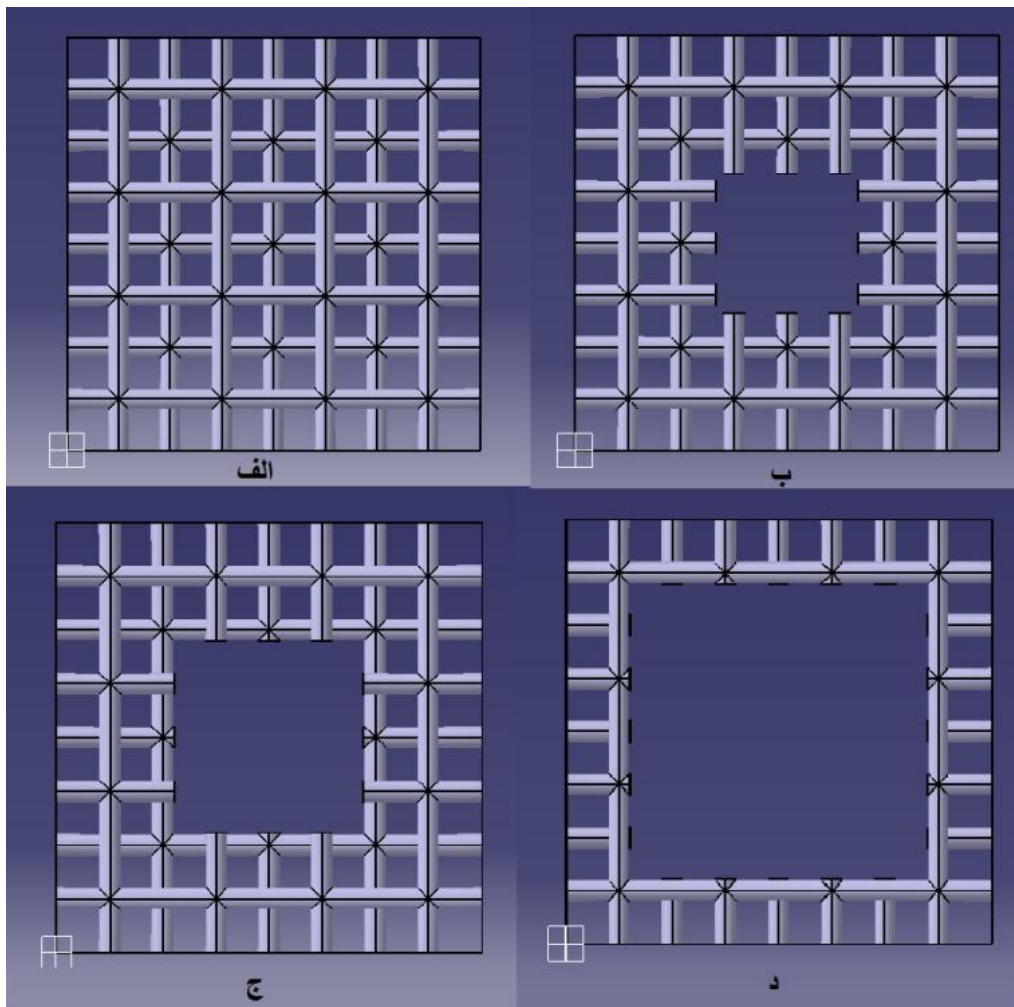
شکل ۳-۵ تصویر از روبروی کانال نیمه‌پر با نسبت تخلخل ۸۵٪ (الف) کانال پر (ب)  $S=1/3$  (ج)  $S=1/4$  (د)  $S=1/8$

چیدمان فیبرهای کانال نیمه‌پر با نسبت تخلخل ۹۰٪ کاملاً همانند کانال حاوی فیبر ۹۰٪

می‌باشد. در این مرحله نیز تنها به نمایش تصویر از جلو برای نسبت ارتفاع‌های مختلف اکتفا



شده است.



شکل ۳-۶ تصویر از روبروی کانال نیمه پر با نسبت تخلخل (الف) کانال پر ب)  $S=1/3$  ج)  $S=1/4$  د)  $S=1/8$

### ۳-۲ تولید شبکه

برای تولید شبکه از نرم افزار Ansys ICEM CFD استفاده شده است. دلیل استفاده از ICEM در مقایسه با رقیب‌های تجاری خود مانند GAMBIT این است که ICEM توانایی تولید انواع شبکه بر روی هندسه‌های پیچیده و معیوب را نیز داراست. شهرت نرم افزار ICEM- CFD بیشتر به خاطر تولید شبکه‌های سازمان یافته به روش Blocking و Multi-Blocking است. در کنار آن این نرم افزار قدرت بسیار بالایی در تولید شبکه‌های بدون سازمان با متدهای

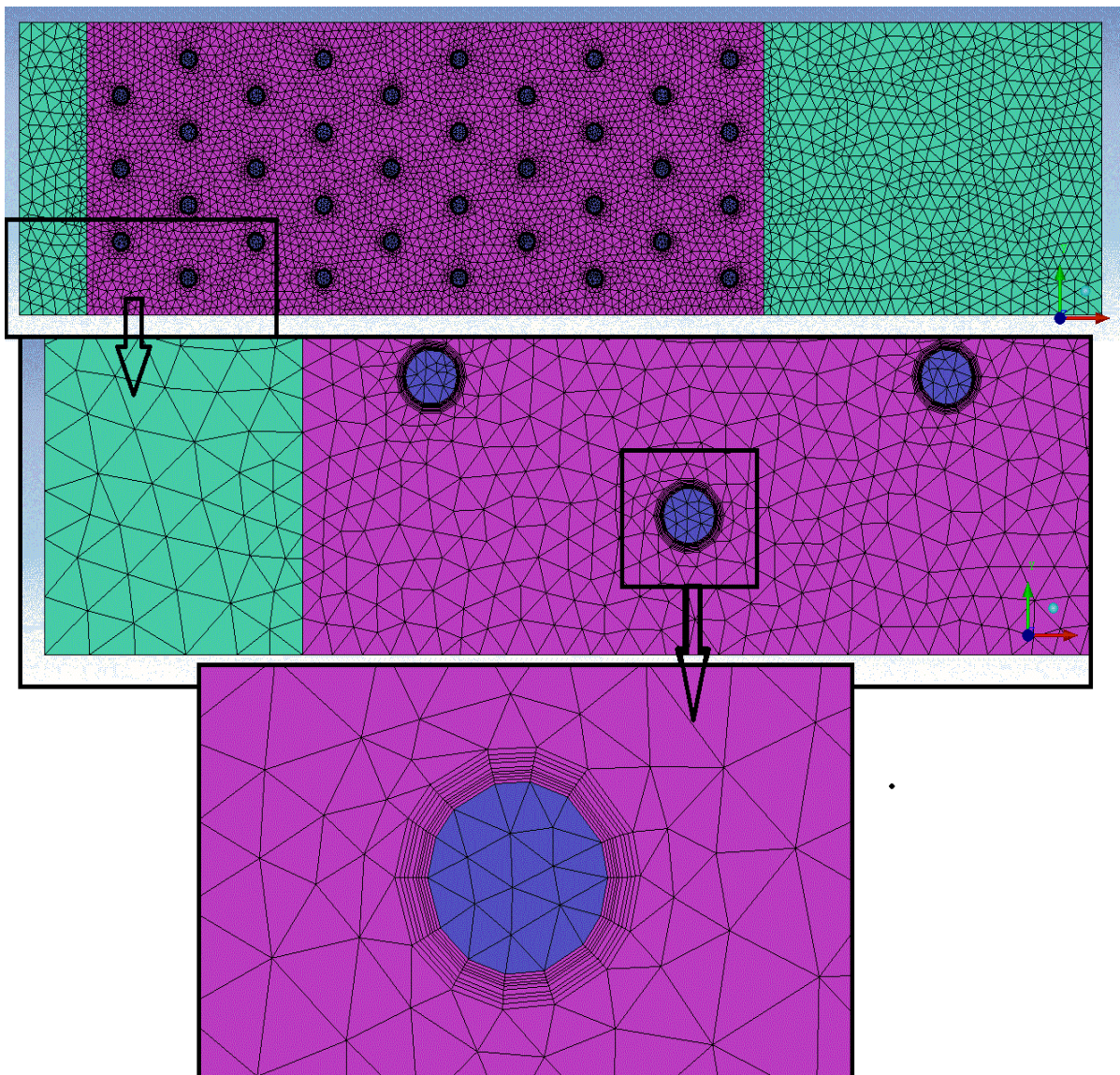
مختلف دارد. به طور مثال در نرم افزار گمیت برای تولید شبکه های بدون سازمان تنها از یکی از روش های بهبود یافته Delaunay استفاده می شود در حالی که در نرم افزار ICEM-CFD علاوه بر این دو از روش های مدرن تری همچون Octree و Advancing Front نیز استفاده می شود که به ترتیب یکی دارای قدرت بالاتری در تولید شبکه بر روی هندسه های معیوب و دیگری دارای همواری بالاتری بر روی دامنه های حل با تغییرات اندازه بالاست. در حال حاضر بسیاری از شرکت های معتبر جهان از این نرم افزار برای تولید شبکه استفاده می کنند.

به دلیل آنکه شرایط مرزی ورودی و خروجی باعث اختلال در روند حل و نتایج نشود، با افزایش طول دیواره کانال در جهت جریان، ورودی و خروجی از محیط متخلخل دور شده است. برای این کار ورودی ۱۰ میلی متر و خروجی نیز ۵۰ میلی متر از محیط متخلخل دور شده است.



شکل ۳-۷ شکل شماتیک کانال بعد از افزایش طول

برای تولید شبکه سطوح، از روش مستقل از مسیر استفاده شد همچنین نوع خود مش Quad W/one Tri می باشد. در این نوع شبکه بندی از هر دو نوع مش مربعی و مثلثی استفاده می شود، این روش شبکه بندی برای سطوح پیچیده مناسب بوده و می تواند محل های پیچیده ی هندسه همچون گوشه های تیز را به خوبی شبکه بندی کند. شکل ۳-۸ شبکه تولید شده روی سطوح را نشان می دهد.

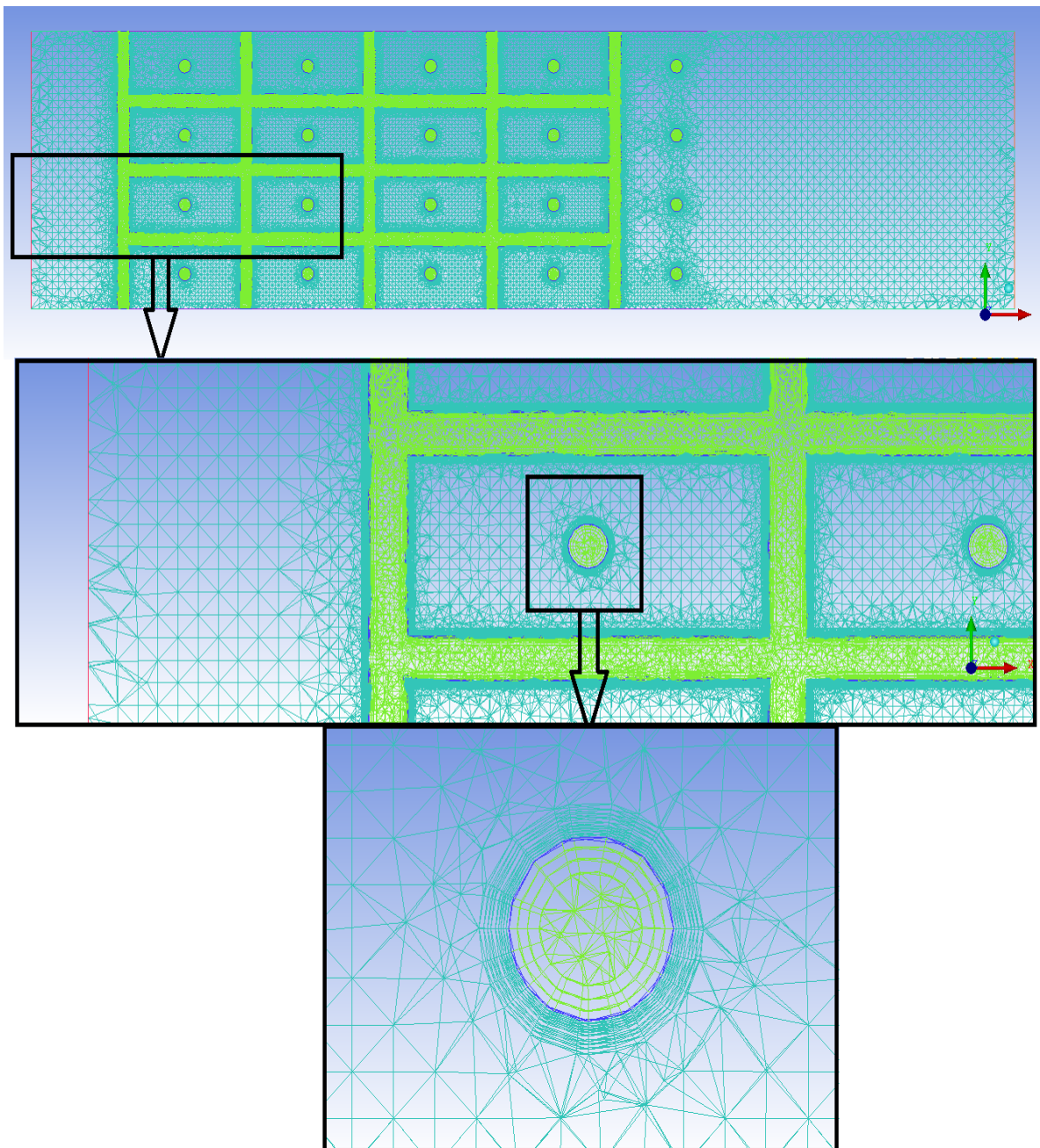


شکل ۳-۸ شبکه تولیدشده روی دیواره کانال

همان‌طور که در شکل ۳-۸ مشخص است اندازه شبکه روی سطوح مختلف متفاوت است. به‌عنوان مثال در شکل مذکور دیواره‌ی اصلی کانال که فیبر متخلخل را احاطه کرده است به علت حساسیت، دارای مش ریزتری نسبت به آن قسمت از دیواره که جهت دور کردن ورودی و خروجی اضافه‌شده است، می‌باشد. همچنین دور فیبرها شبکه‌بندی خاصی اعمال شده است، زیرا سطح مشترک سیال و فلز بوده و نیاز به دقت بیشتری در محاسبات دارد.

جهت شبکه‌بندی حجمی، چه سیال و چه فلز از روش تولید شبکه Robust (Octree)

استفاده شده، این روش تولید شبکه دارای قدرت بالایی در تولید شبکه بر روی هندسه‌های پیچیده دارد. لازم به ذکر است نوع سلول‌های شبکه Tetra/Mixed می‌باشد. در شکل ۹-۳ تولید شبکه حجمی نشان داده شده است. همانند شبکه سطوح، اندازه شبکه‌بندی حجمی نیز در مقاطع مختلف متفاوت است.



شکل ۹-۳ شبکه حجمی تولید شده

بر روی فیبرها از شبکه Prism جهت ریزتر شدن شبکه و بالا رفتن دقت محاسبات استفاده شد. برای این کار از سه لایه استفاده شد که لایه اول دارای ارتفاع ۰.۱ میلی‌متر از فیبر می‌باشد و ارتفاع لایه‌های بعدی با ضریب ۱.۲ رشد می‌کند. یکی از امکانات نرم‌افزار Ansys ICEM خرد کردن شبکه Prism به شبکه‌های کوچک‌تر می‌باشد. این کار باعث افزایش گره‌های محاسباتی و افزایش دقت حل می‌گردد. در تولید شبکه این پژوهش نیز از این امکان نرم‌افزار استفاده شده و هرکدام از سه لایه ذکر شده در بالا به سه لایه دیگر تقسیم شده است.

بعد از تولید شبکه، شرایط مرزی تعریف می‌شوند که ورودی دارای شرط ورودی سرعت<sup>۱</sup> و خروجی دارای شرط خروج فشار<sup>۲</sup> می‌باشد.

### ۳-۳ تعریف پارامترهای حل مسئله

همان‌طور که ذکر شد برای حل این مسئله از نرم‌افزار انسیس فلونت استفاده شده است. در این قسمت تنظیمات، فرض‌های در نظر گرفته شده و میزان دقت حل در این نرم‌افزار آورده شده است.

در گام نخست ویژگی‌های سیال تعریف می‌شود. این پژوهش تک فاز بوده و تنها حالت سیال مایع می‌باشد و نوع رژیم جریان در این پژوهش لزج و آرام<sup>۳</sup> انتخاب شده است.

بعد از تعریف ویژگی‌های سیال نوبت به معرفی مواد مورد استفاده برای سیال و قسمت جامد پژوهش مذکور می‌رسد. همان‌طور که ذکر شد سیال استفاده شده آب می‌باشد در صورتی که برای قسمت جامد دو فلز آلومینیوم و مس به صورت مجزا استفاده شده‌اند. خواص مواد که در فرآیند حل مورد استفاده قرار گرفته‌اند در جدول ۳-۲ آورده شده است.

---

<sup>۱</sup> Velocity inlet

<sup>۲</sup> Pressure outlet

<sup>۳</sup> Viscous - Laminar

جدول ۲-۳ خواص مواد مورد استفاده در پژوهش

$\mu \left( \frac{kg}{m \cdot s} \right)$	$K \left( \frac{W}{m \cdot K} \right)$	$C_p \left( \frac{J}{kg \cdot K} \right)$	$\rho \left( \frac{kg}{m^3} \right)$	
۰.۰۰۱۰۰۳	۰.۶	۴۱۸۲	۹۹۸.۲	آب
-	۲۰۲.۴	۸۷۱	۲۷۱۹	آلومینیوم
-	۳۸۷.۶	۳۸۱	۸۹۷۸	مس

### ۳-۳-۱ اعمال شرایط مرزی

برای آن قسمت از دیواره کانال که فیبرها را در برمی گیرد شرط مرزی دما ثابت و برای قسمتی که حاوی فیبر نمی باشد شرط مرزی بی درو در نظر گرفته شده است. برای ورودی سرعت با توجه به عدد رینولدز مدنظر اختصاص یافته است.



شکل ۳-۱۰ شماتیک اعمال شرایط مرزی برای قسمت‌های مختلف کانال

### ۳-۳-۲ کنترل روش حل

گسسته سازی سه بعدی معادله فشار به روش استاندارد و گسسته سازی معادلات مومنتوم و انرژی به روش آپویند مرتبه دو<sup>۱</sup> انجام شده است. ضریب تخفیف‌های<sup>۲</sup> در نظر

<sup>۱</sup> Second Order Upwind

<sup>۲</sup> Under-Relaxation Factors

گرفته شده برای حل معادلات به شرح جدول می باشد.

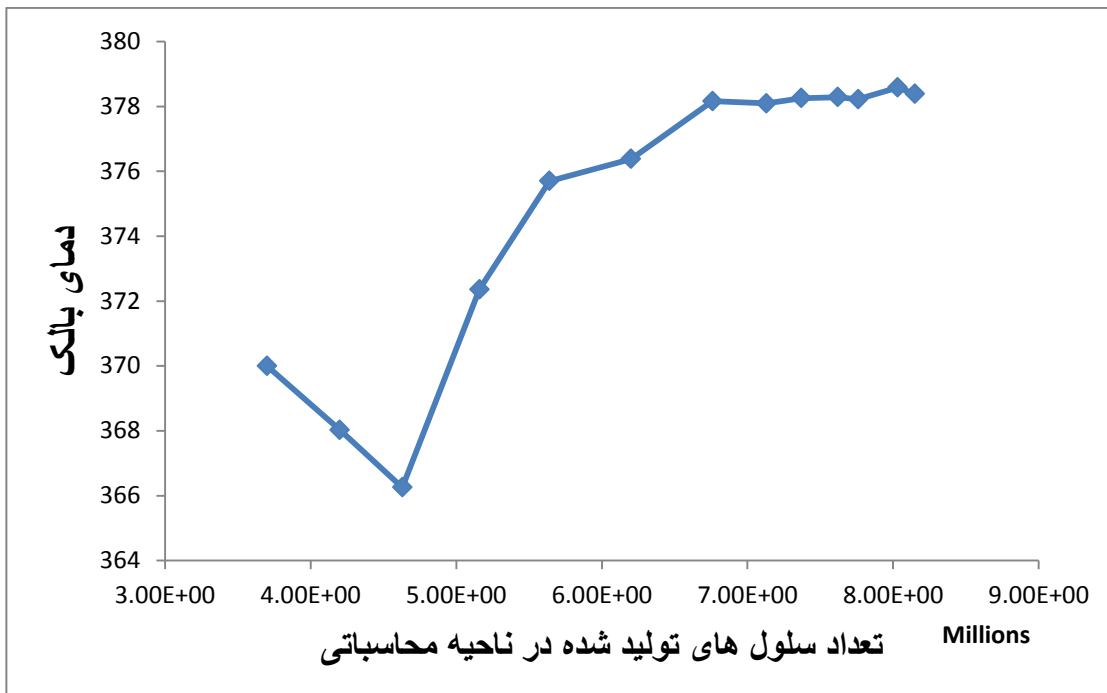
جدول ۳-۳ ضریب تخفیف های در نظر گرفته شده برای حل معادلات

فشار	چگالی	نیروهای حجمی	مومنتوم	انرژی
۰.۳	۱	۱	۰.۷	۱

برای تنظیم دقت حل، باقی مانده معادله پیوستگی به عنوان باقی مانده معیار برای رسیدن به دقت  $1e-5$  در نظر گرفته شده است. هنگامی که باقی مانده معادله پیوستگی به مقدار مذکور برسد باقی مانده ی معادلات مومنتوم در هر سه جهت به کمتر از  $1e-6$  و معادله انرژی به کمتر از  $1e-7$  می رسد.

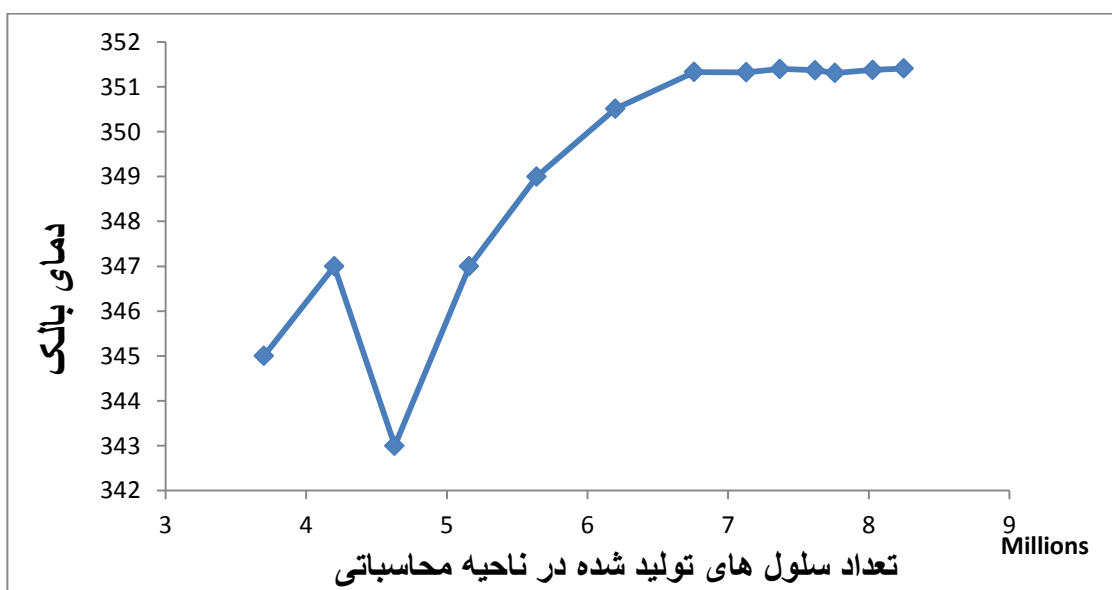
### ۳-۴ آزمون حساسیت به شبکه

آزمون حساسیت به شبکه جهت بررسی استقلال فرآیند حل از نوع و اندازه شبکه تولید شده می باشد؛ این آزمون با تعداد سلول های مختلف از کم به زیاد بر روی هندسه مورد نظر شبیه سازی انجام می شود، زمانی که با زیادتر شدن سلول ها و یا به عبارتی دیگر کوچک تر شدن سلول ها برای یک هندسه خاص، جواب شبیه سازی تغییری نکند یا تغییرات آن قابل چشم پوشی باشد دیگر مدل سازی از شبکه استقلال یافته است و نیازی به ریزتر کردن سلول ها نیست. با ریز کردن بیش از حد سلول ها برای مدل سازی نیاز به صرف زمان بسیار بیشتری می باشد. در این هندسه نیز این آزمون به عمل آمده است و تعداد سلول ها از  $3.6$  میلیون تا  $8.15$  میلیون در  $13$  مرحله تغییر کرده است. برای بررسی تغییرات نتایج دو صفحه در طول کانال در نظر گرفته شده است، یکی در فاصله  $1$  میلی متری از آخرین فیبر و صفحه ی دیگر در مرکز کانال قرار گرفته است و دمای میانگین این صفحات نسبت به افزایش تعداد سلول های شبکه گزارش شده است. شکل های ۳-۱۱ و ۳-۱۲ به ترتیب این صفحات را نشان می دهند.



شکل ۳-۱۱ تغییرات دما بالک با افزایش تعداد سلول های تولیدشده بر روی صفحه ای بافاصله ۱ میلی متر از آخرین

فیبر



شکل ۳-۱۲ تغییرات دما بالک با افزایش تعداد سلول های تولیدشده بر روی صفحه ای مرکزی کانال

همان طور که در شکل های بالا مشخص است بعد از تولید شبکه ای با حدود ۷ میلیون

سلول مقدار درصد تغییرات نسبی به ۰.۰۰۱٪ می رسد، از این رو تمامی هندسه های بررسی شده

دارای حدود ۷ میلیون سلول می باشد.



### ۳-۵ صحه گذاری نتایج

در تحلیل‌های عددی به دلیل استفاده از فرضیات ساده کننده در روال شبیه‌سازی و همچنین خطاهای ناشی از گسسته سازی معادلات حاکم بر جریان و روش حل عددی مورد استفاده نتایج به دست آمده نسبت به نتایج آزمایشگاهی دارای خطا می‌باشد. هر چه این فرضیات و روش‌های عددی مورد استفاده از دقت بیشتری برخوردار باشند نتایج حاصل به واقعیت نزدیک‌تر شده و بالعکس؛ بنابراین برای مشخص شدن دقت روش عددی باید نتایج حاصل از حل عددی را با نتایج آزمایشگاهی و یا تحلیلی به دست آمده برای مسئله مشابه مقایسه کرد. این حالت بهترین حالت ممکن برای بررسی میزان دقت روش حل عددی می‌باشد؛ اما در برخی موارد نتایج آزمایشگاهی و یا تحلیلی مسئله مورد نظر موجود نمی‌باشد. در این حالت باید نزدیک‌ترین نتایج موجود به مسئله مورد نظر جمع‌آوری شده و با حل عددی آن میزان دقت روش عددی سنجیده شود. هر چند که با این روش دقت روش عددی به دست آمده برابر میزان دقت در حل مسئله اصلی نمی‌باشد اما هر چه میزان شباهت مسئله فرعی با مسئله اصلی بیشتر باشد دقت به دست آمده به دقت حل مسئله اصلی نزدیک‌تر می‌شود. از آنجاکه هندسه طراحی شده خاص بود و حل تحلیلی آزمایشگاهی نیز ندارد، هندسه‌ای ساده‌تر که همان کانال بدون فیبر می‌باشد برای صحه‌گذاری بر فرآیند حل انتخاب می‌شود.

بدین منظور کانالی توخالی با همان ابعاد کانال حاوی فیبر طراحی شده است و برای بررسی صحت نتایج به دست آمده، عدد ناسلت محلی در کانال طراحی شده را با معادله ناسلت پیشنهاد شده توسط موزیچکا<sup>۱</sup> و یوانویچ<sup>۲</sup> [۷۱] مقایسه می‌کنیم.

موزیچکا و یوانویچ معادله‌ای را جهت به دست آوردن عدد ناسلت محلی، برای سیال با رژیم آرام و جابجایی اجباری در کانال غیر دایروی به روش تحلیلی ارائه کرده‌اند.

---

<sup>۱</sup> Y.S.Muzychka

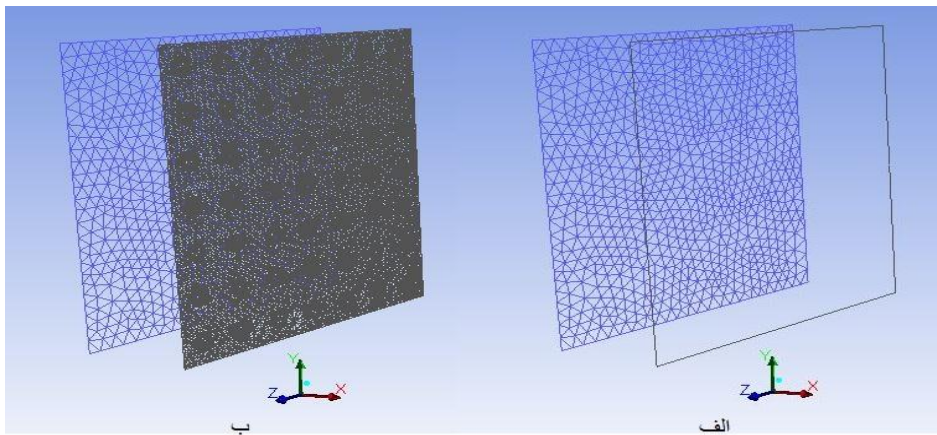
<sup>۲</sup> M.M.Yovanovich

عدد ناسلت محلی از طرق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Nu_L = \frac{\bar{q}_w(x)L}{k(\bar{T}_w(x) - T_m(x))} = \frac{hL}{k} \quad (1-3)$$

که در آن  $T_m(z)$  دمای بالک سیال،  $\bar{T}_w(z)$  دمای میانگین دیواره و  $\bar{q}_w(z)$  شار حرارتی میانگین منتقل شده از دیواره کانال، می‌باشد. برای شرط مرزی با دمای دیواره ثابت  $\bar{T}_w(z) = Cte$  می‌باشد. بنابراین برای به دست آوردن عدد ناسلت محلی نیاز به محاسبه  $\bar{q}_w(x)$  و  $\bar{T}_w(x)$  می‌باشد. برای استخراج شار میانگین و دمای میانگین به روش زیر عمل می‌شود:

در گام نخست در فاصله مدنظر از ورودی، صفحه‌ای قرار داده می‌شود. سپس چهار خط نیز در همان فاصله، طوری ساخته می‌شود که بر روی دیواره جانبی کانال قرار بگیرد (محل تقاطع صفحه ایجادشده با دیواره کانال). این امر در شکل ۳-۱۳ نشان داده شده است. توجه شود صفحه‌ی آبی رنگ ورودی می‌باشد.



شکل ۳-۱۳ تصویر الف) خطوط و ب) صفحه تشکیل شده جهت محاسبه شار میانگین و دمای بالک در گام دوم اقدام به دست آوردن شار میانگین می‌شود. برای این امر در نرم‌افزار فلوئنت روی چهار خط تعریف شده در بالا، از شار حرارتی عبوری از آن‌ها انتگرال گرفته می‌شود، نتیجه به دست آمده  $\bar{q}_w(x)$  می‌باشد.

در مرحله سوم هدف به دست آوردن دمای بالک می‌باشد. دمای بالک از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$T_m(z) = \frac{1}{\bar{w}A\bar{\rho}} \iint_A \rho w T dA \quad (2-3)$$

صورت ساده‌شده فرمول (۲-۳) به صورت زیر می‌باشد زیرا در این مسئله دانسیته ثابت

فرض شده است، بنابراین دانسیته از انتگرال خارج شده و از صورت و مخرج حذف می‌گردد:

$$T_m(z) = \frac{1}{\bar{w}A} \iint_A w T dA \quad (3-3)$$

برای این امر در نرم‌افزار فلونت بر روی صفحه‌ی تعریف‌شده در بالا از دما انتگرال

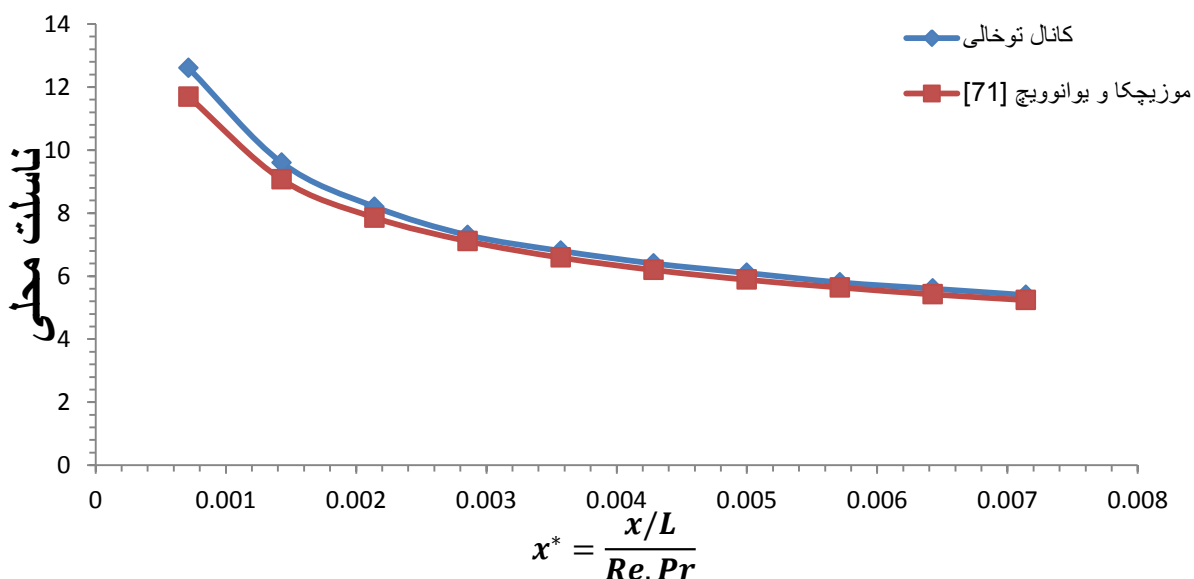
حجمی گرفته می‌شود، نتیجه به دست آمده  $T_m(x)$  می‌باشد.

نتایج به دست آمده از کانال طراحی شده تطابق بسیار خوبی با معادله ارائه‌شده توسط

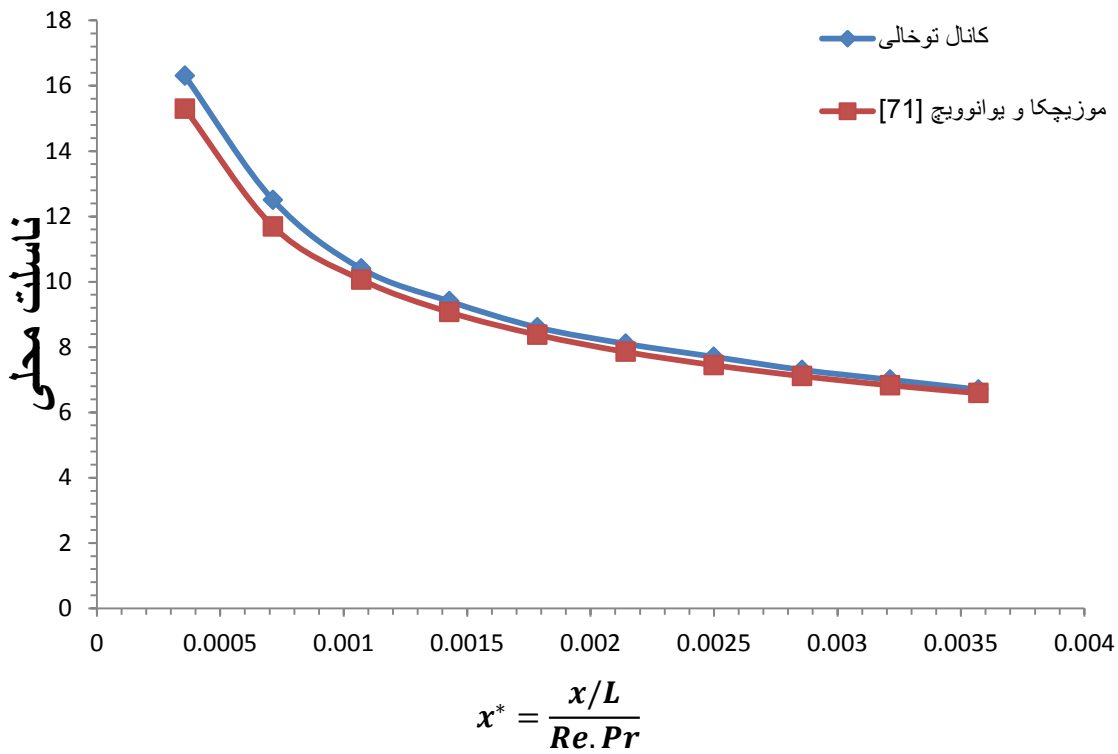
موزیچکا و یوانویچ [۷۱] دارد. شکل ۳-۱۴ این تطابق نشان داده شده است. موزیچکا و یوانویچ

[۷۱] عدد ناسلت موضعی را برحسب پارامتر بی بعد شده مکان ارائه کرده‌اند. در شکل‌های زیر

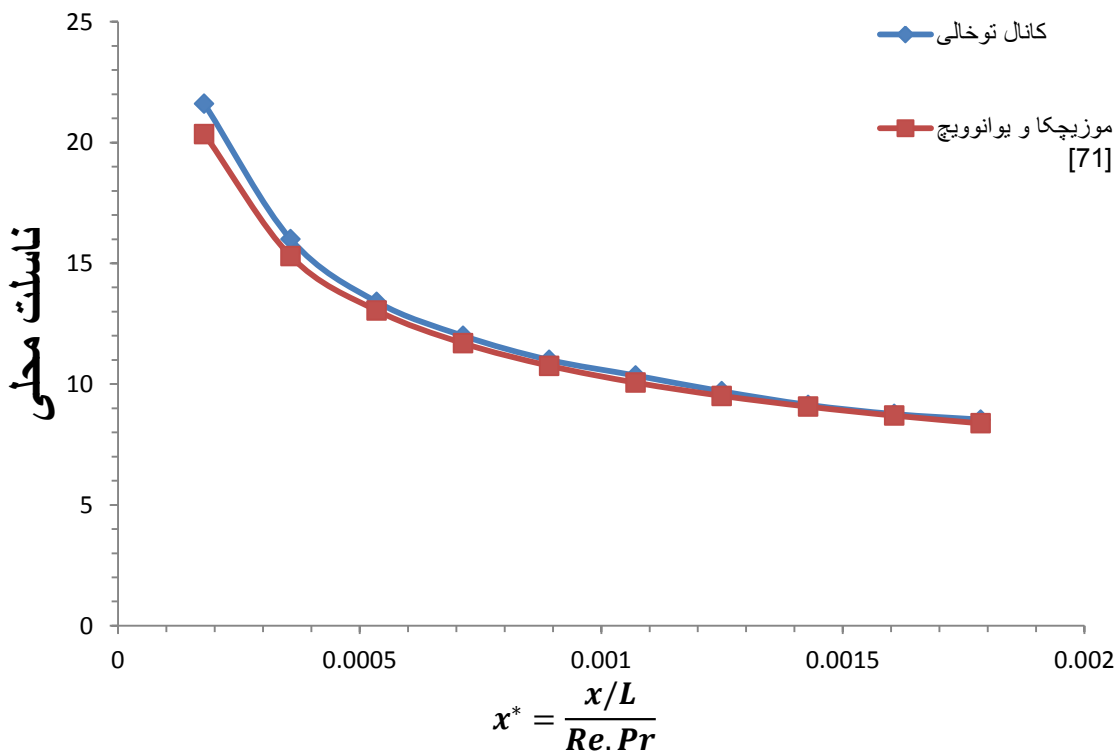
$Pr=7$  و  $L=0.04$  می‌باشد.



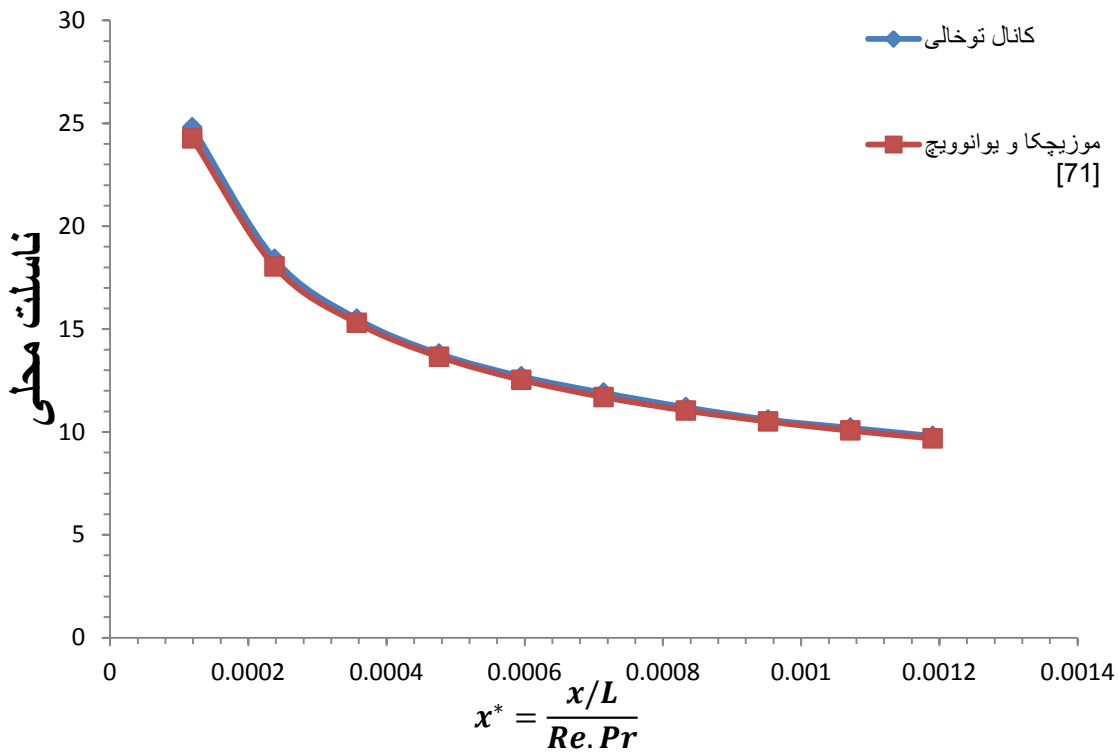
شکل ۳-۱۴ مقایسه حل عددی و معادله ارائه‌شده برای ناسلت محلی در  $Re=50$



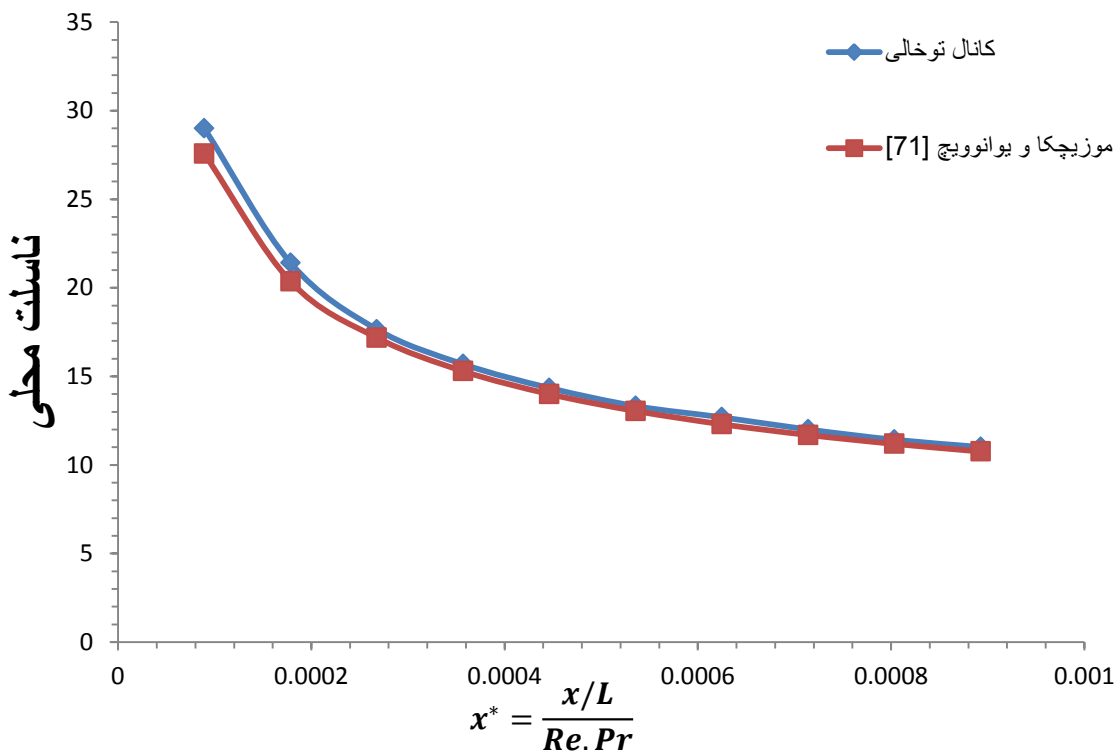
شکل ۳-۱۵ مقایسه حل عددی و معادله ارائه شده برای ناسلت محلی در  $Re=100$



شکل ۳-۱۶ مقایسه حل عددی و معادله ارائه شده برای ناسلت محلی در  $Re=200$



شکل ۳-۱۷ مقایسه حل عددی و معادله ارائه شده برای ناسلت محلی در  $Re=300$



شکل ۳-۱۸ مقایسه حل عددی و معادله ارائه شده برای ناسلت محلی در  $Re=400$



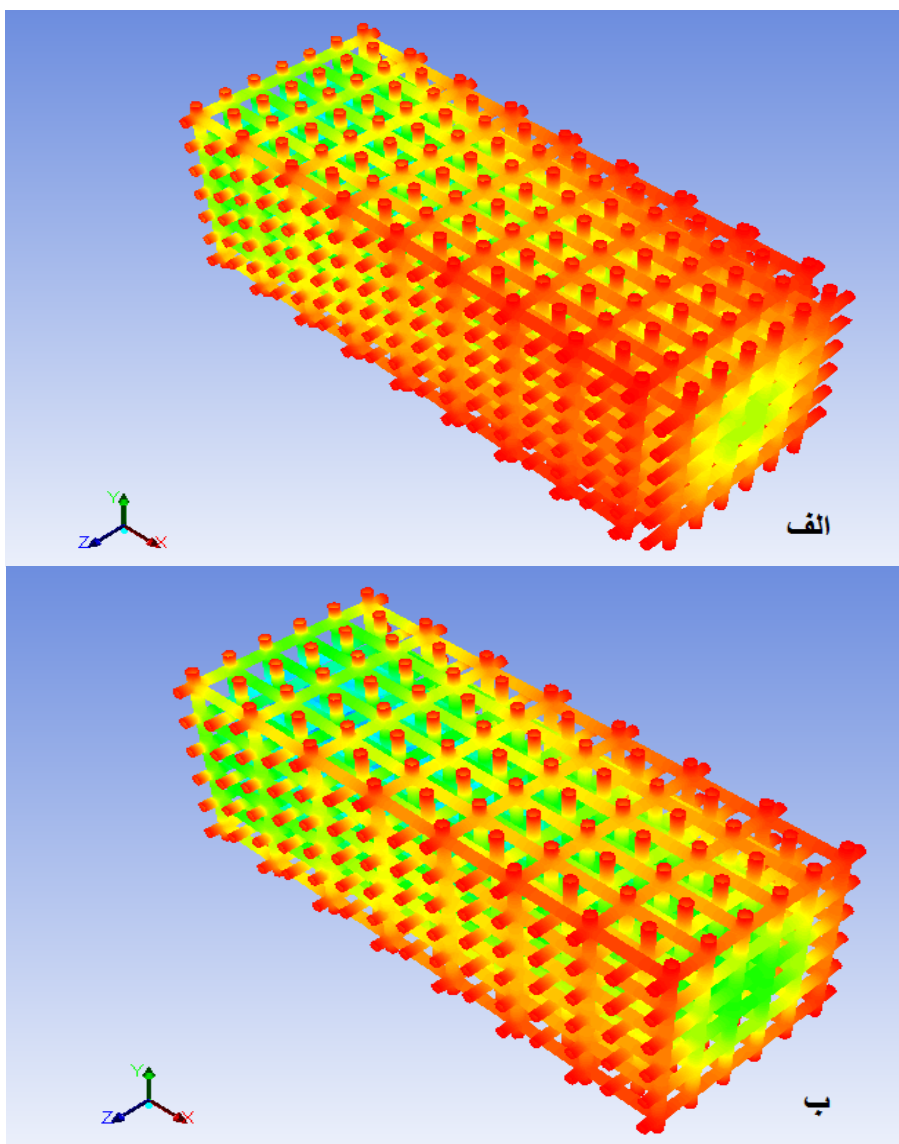
## ۴ فصل چهارم: نتایج بررسی انتقال حرارت در کانال حاوی ماده متخلخل

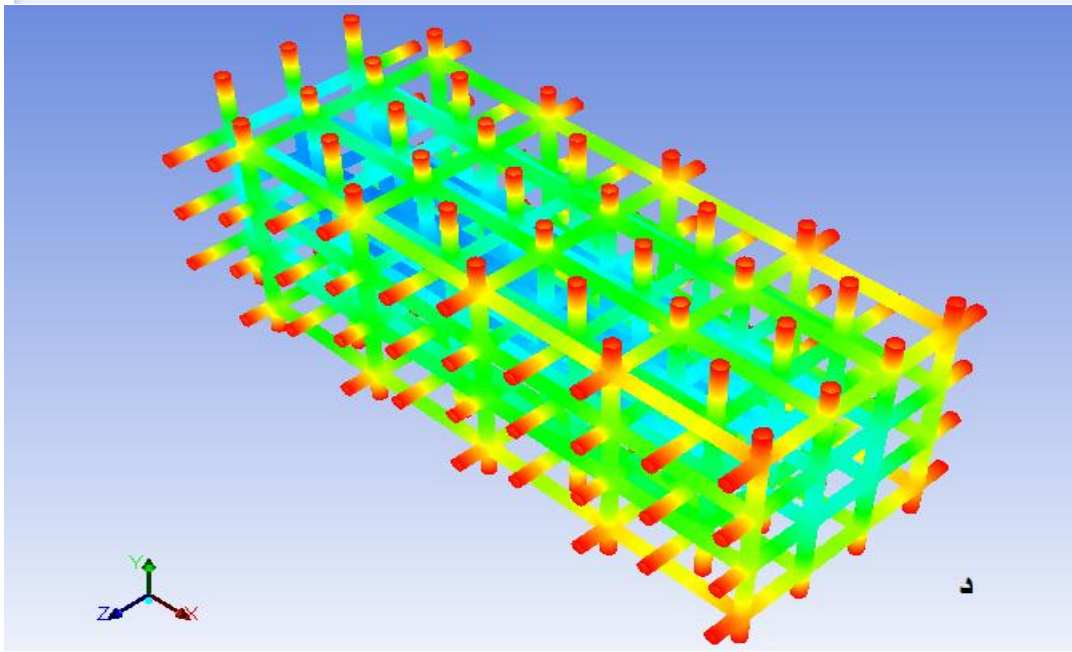
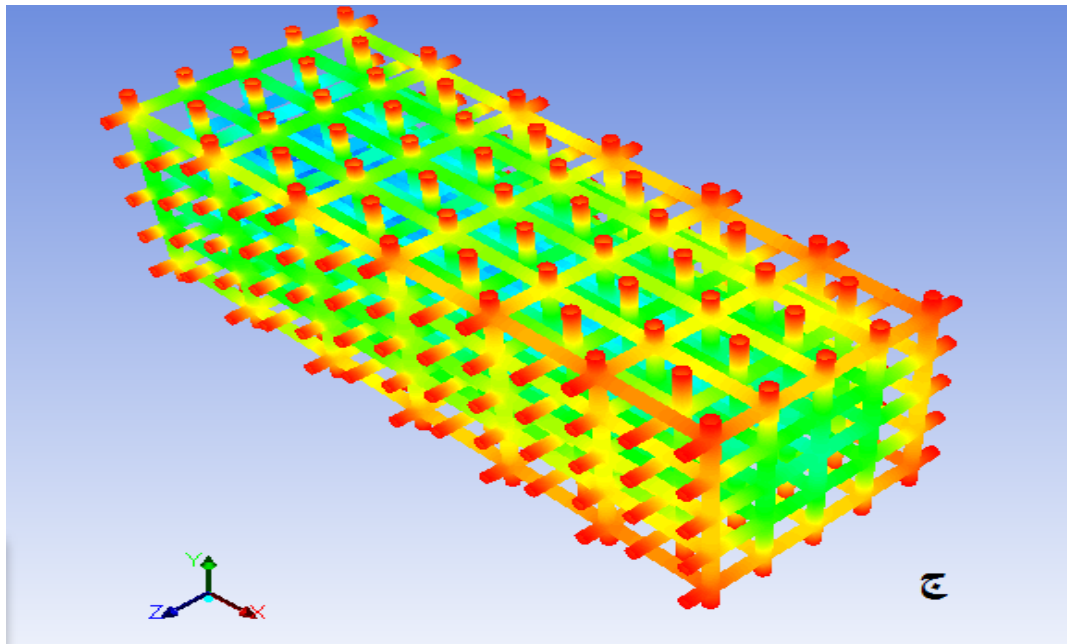
### فیبری

پس از مشخص شدن شبکه‌بندی مناسب و بررسی صحت حل مسئله‌ی تعریف‌شده توسط نرم‌افزار فلوئنت، در گام نخست به بررسی کانتورهای مختلف دما پرداخته می‌شود.

### ۴-۱ بررسی کانتور دما

تصاویر تهیه‌شده از توزیع دما روی فیبرها با نسبت تخلخل‌های مختلف نشان‌دهنده تأثیر نسبت تخلخل بر روی انتقال حرارت می‌باشد.

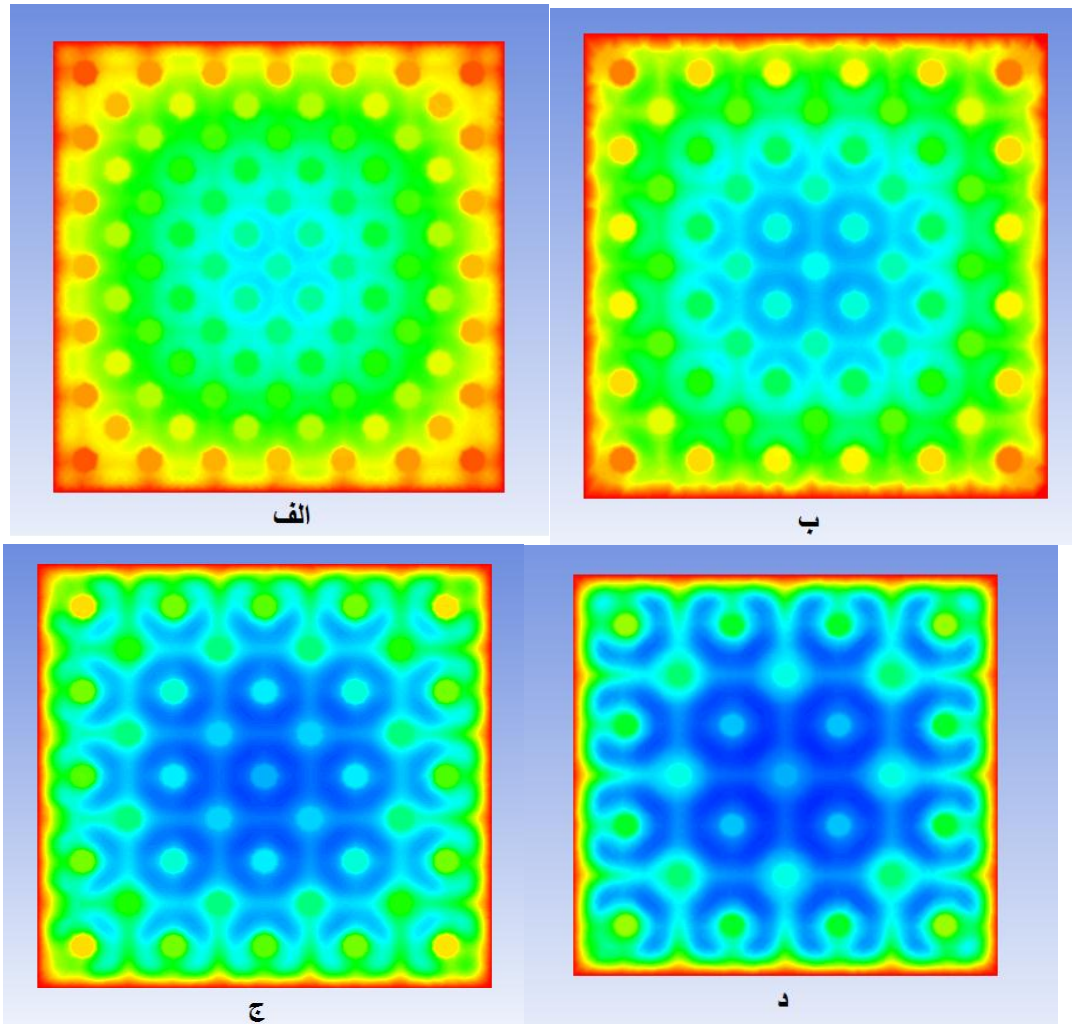




شکل ۴-۱ کانتور دمای روی فیبرها با نسبت تخلخل‌های مختلف الف) ۶۶٪ ب) ۷۶٪ ج) ۸۵٪ د) ۹۰٪  
 با کاهش نسبت تخلخل و به تبع آن افزایش فلز موجود در کانال و همچنین افزایش سطح انتقال حرارت، میزان انتقال حرارت هدایتی از دیواره به فیبرها و انتقال حرارت جابجایی منتقل شده به سیال افزایش می‌یابد و در یک عدد رینولدز ثابت، کاهش نسبت تخلخل سبب افزایش دمای فیبرها می‌گردد. شکل ۴-۱ کانتور دمای روی فیبرهای آلومینیومی با نسبت تخلخل‌های مختلف، در رینولدز ۲۰۰ را نشان می‌دهد. در این شکل جهت جریان در راستای



محور x بوده و قسمت آبی رنگ دارای کمترین دما و قسمت قرمز رنگ دارای بیشترین دما می باشد.



شکل ۴-۲ کانتور دما در مرکز کانال پر شده با فیبر متخلخل با نسبت تخلخل های الف) ۶۶٪ ب) ۷۶٪ ج) ۸۵٪

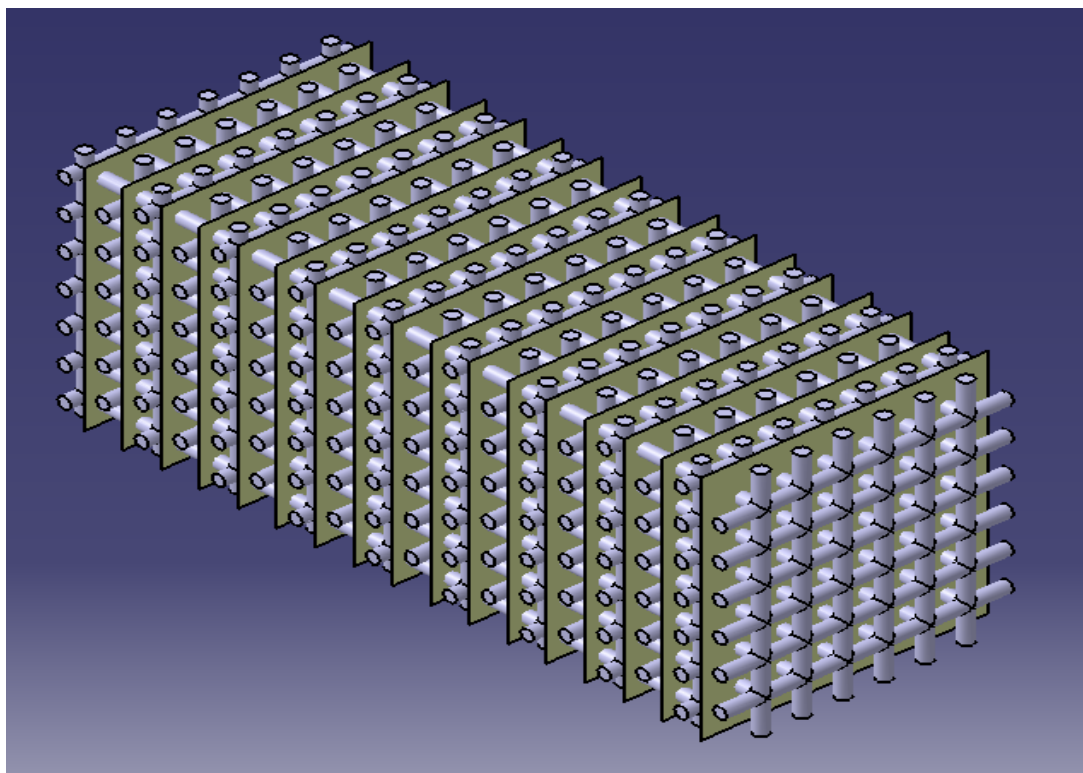
د) ۹۰٪

#### ۴-۲ بررسی تأثیر نسبت تخلخل روی عدد ناسلت

بعد از ارائه کانتورهای دما روی فیبرها در گام بعدی تأثیر نسبت تخلخل بر روی عدد ناسلت محلی و ناسلت میانگین مورد بررسی قرار می گیرد. نحوه محاسبه ی عدد ناسلت در قسمت پایانی فصل پنجم برای کانال توخالی توضیح داده شده است، برای محاسبه ناسلت محلی در کانال حاوی فیبر نیز به همان روش عمل می شود. بدین منظور صفحات و خطوط مورد نیاز

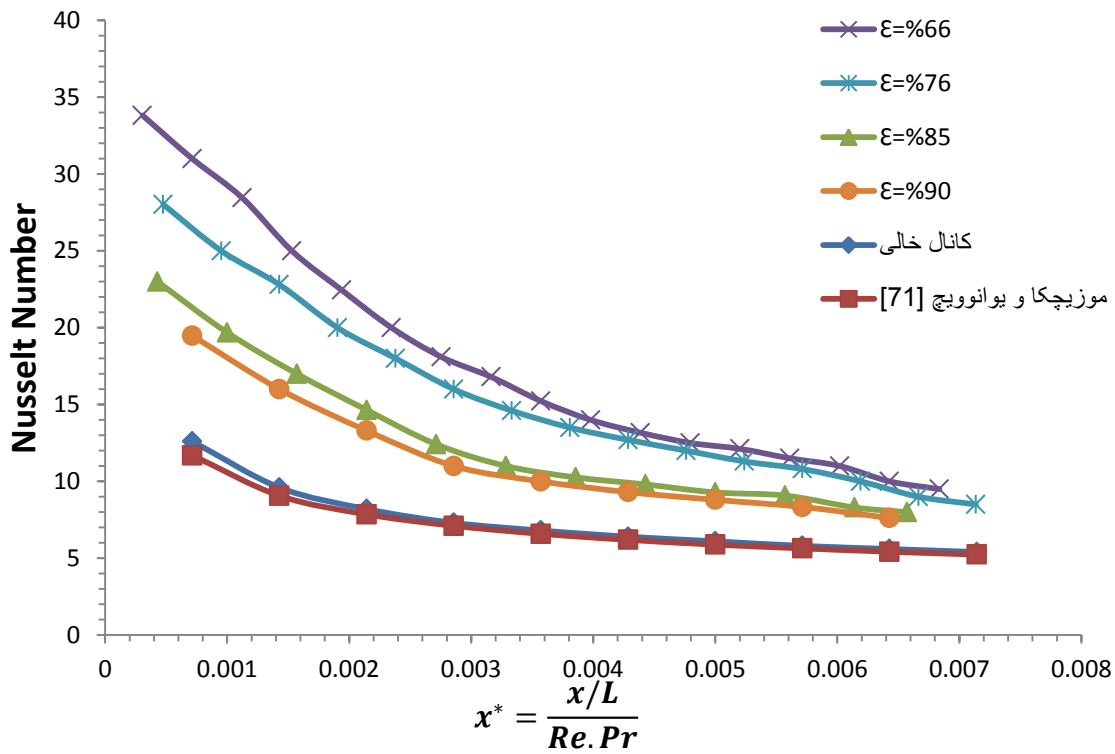
جهت محاسبه ناسلت محلی در بین صفحات فیبری تشکیل می‌شوند. همان‌طور که در شکل ۳-۴ مشخص است صفحات و خطوط دقیقاً بین دو صفحه فیبری قرار گرفته‌اند.

لازم به ذکر است برای تمامی نسبت‌های تخلخل صفحات و خطوط بین صفحات فیبری تعریف شده‌اند و از آنجا که تعداد صفحات فیبری و فاصله آن‌ها از یکدیگر در نسبت تخلخل‌های گوناگون، متفاوت است، تعداد و فاصله صفحات و خطوط موردنیاز برای محاسبه ناسلت محلی نیز در نسبت تخلخل‌های گوناگون متفاوت است.

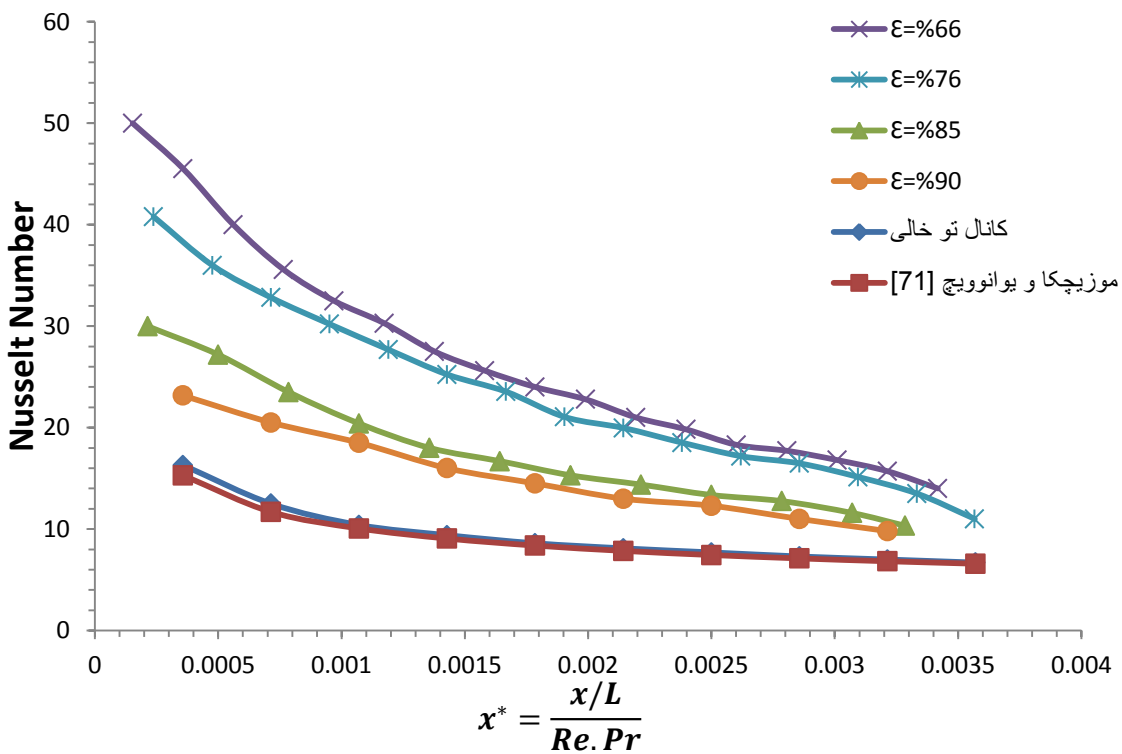


شکل ۳-۴ محل تشکیل صفحات و خطوط موردنیاز برای محاسبه ناسلت محلی

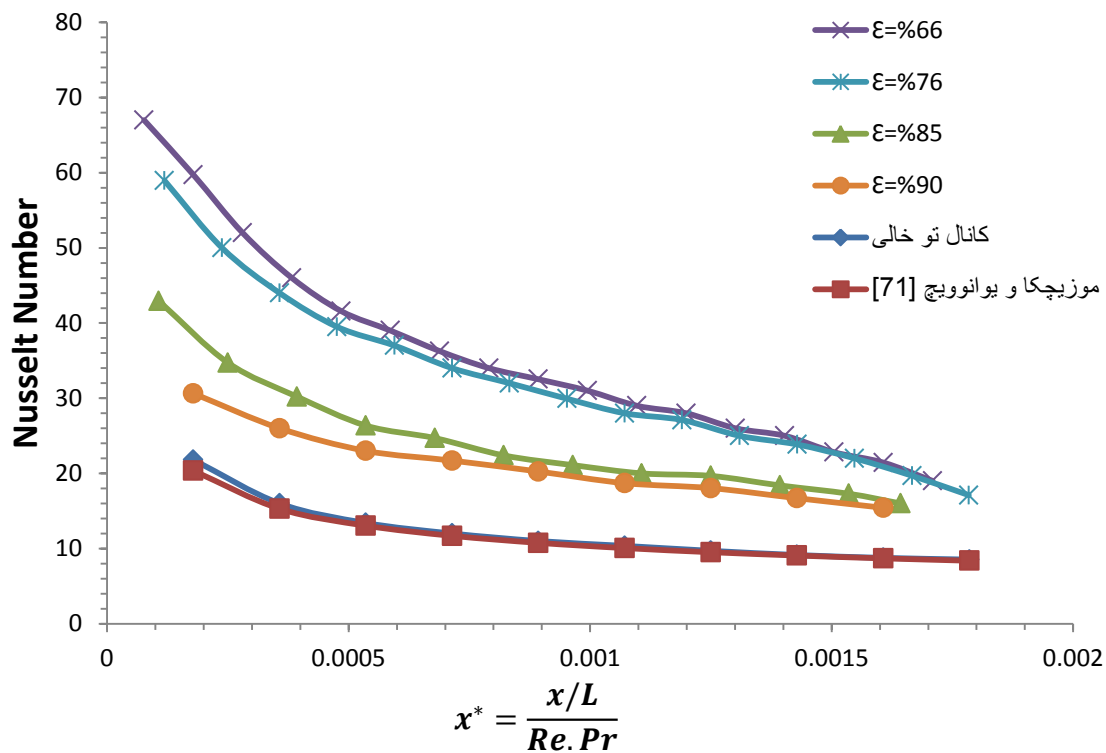
در شکل‌های ۴-۴ الی ۸-۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^* = \frac{x/L}{Re.Pr}$  در نسبت تخلخل‌های ذکر شده در کانال حاوی فیبر آلومینیومی آورده شده است. در رابطه  $x^*$ ،  $L$  قط هیدرولیکی بوده و  $Pr$  عدد پرانتل می‌باشد که در کل پژوهش دارای مقدار ثابت ۶.۹۹ می‌باشد.



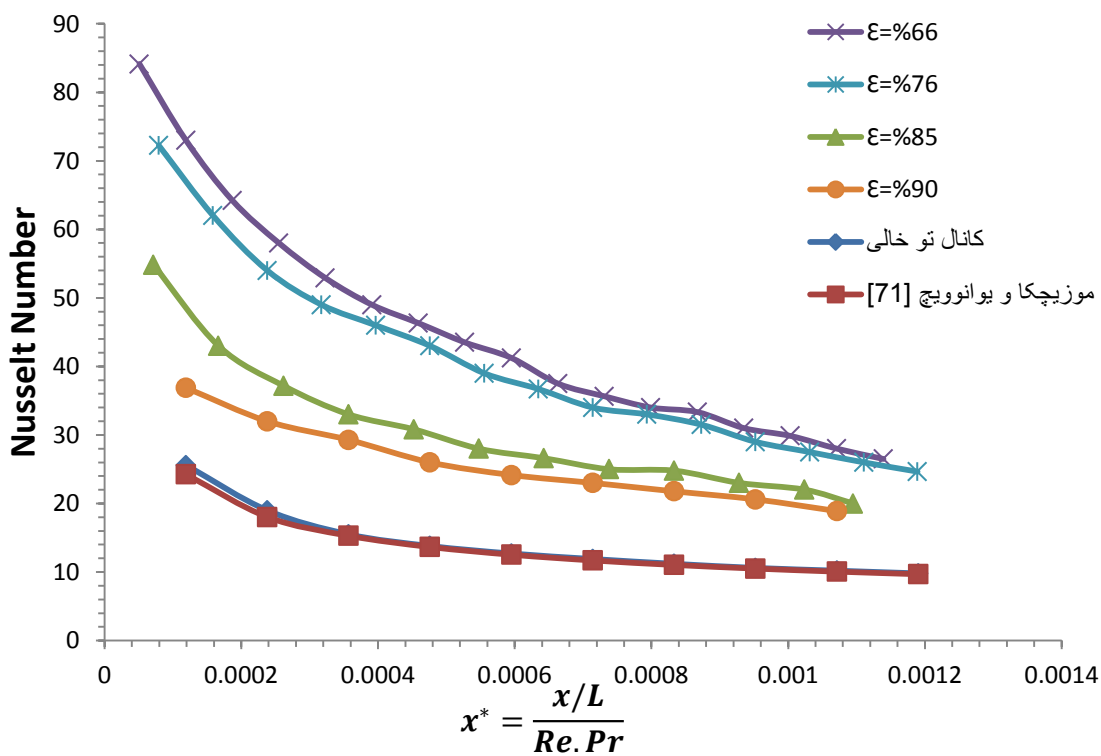
شکل ۴-۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۵۰ (کانال پرشده با فیبر آلومینیومی)



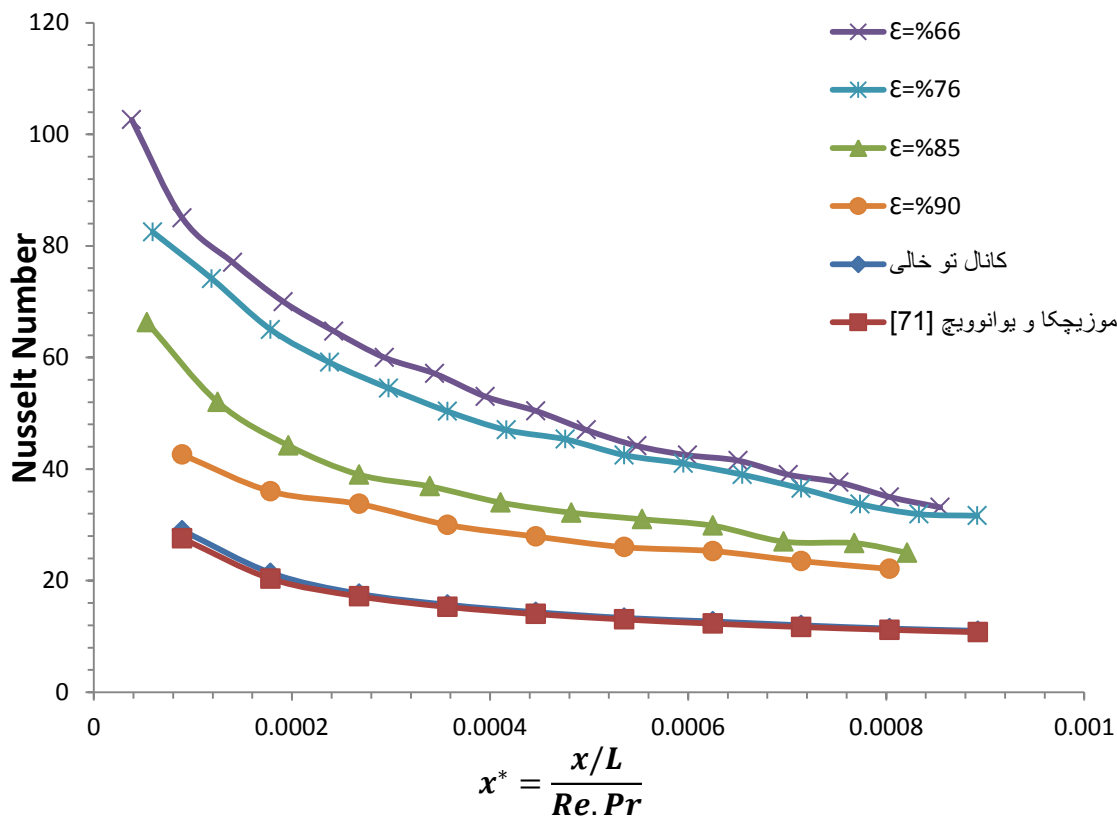
شکل ۵-۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۱۰۰ (کانال پرشده با فیبر آلومینیومی)



شکل ۴-۶ نمودار ناسلت محلی بر حسب  $x^*$  در رینولدز ۲۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی)



شکل ۴-۷ نمودار ناسلت محلی بر حسب  $x^*$  در رینولدز ۳۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی)



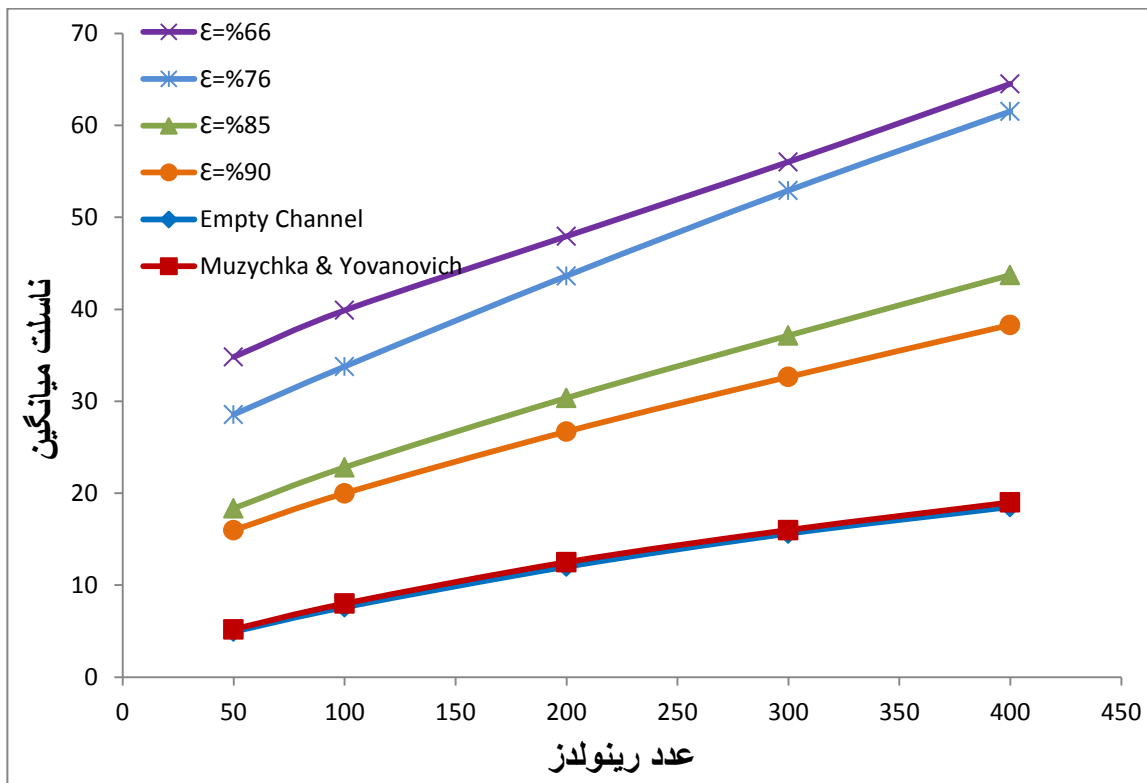
شکل ۴-۸ نمودار ناسلت محلی بر حسب  $x^*$  در رینولدز ۴۰۰ (کانال پر شده با فیبر آلومینیومی)

نکته قابل توجه در نمودار ناسلت محلی افزایش عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز می باشد دلیل این امر تأثیر سرعت بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $h$ ) می باشد، با افزایش سرعت ضریب انتقال حرارت جابجایی نیز افزایش یافته در نتیجه عدد ناسلت نیز افزایش می یابد. عدد ناسلت محلی در کانال حاوی فیبر متخلخل ۳ الی ۴ برابر کانال توخالی می باشد، این نتیجه در پژوهش انجام شده توسط هاشمی [۷۲] نیز به دست آمده است.

بعد از بررسی ناسلت محلی نوبت به بررسی ناسلت میانگین می رسد. از آنجاکه در مرحله قبل ناسلت محلی  $Nu(x)$  به دست آمده است، می توان  $h(x)$  را به دست آورد و با قراردادن در رابطه ۴-۱ ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط را محاسبه نمود.

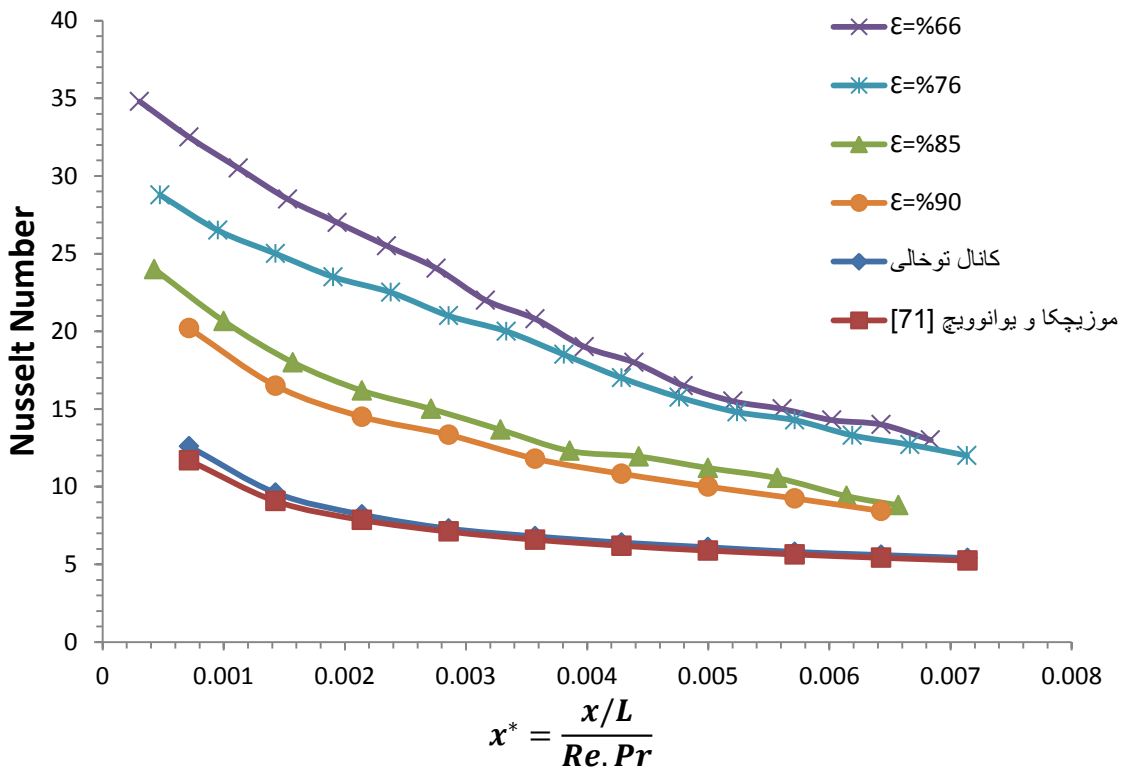
$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (1-4)$$

در رابطه ۱-۴ طول کانال می‌باشد، از آنجاکه در این پژوهش ضریب انتقال حرارت هدایتی مستقل از دما و ثابت در نظر گرفته شده است، با ضرب کردن معادله ۱-۴ در  $\frac{L}{K}$  ناسلت میانگین به دست می‌آید. در شکل ۹-۴ ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در نسبت تخلخل‌های مختلف در کانال حاوی فیبر آلومینیومی آورده شده است.

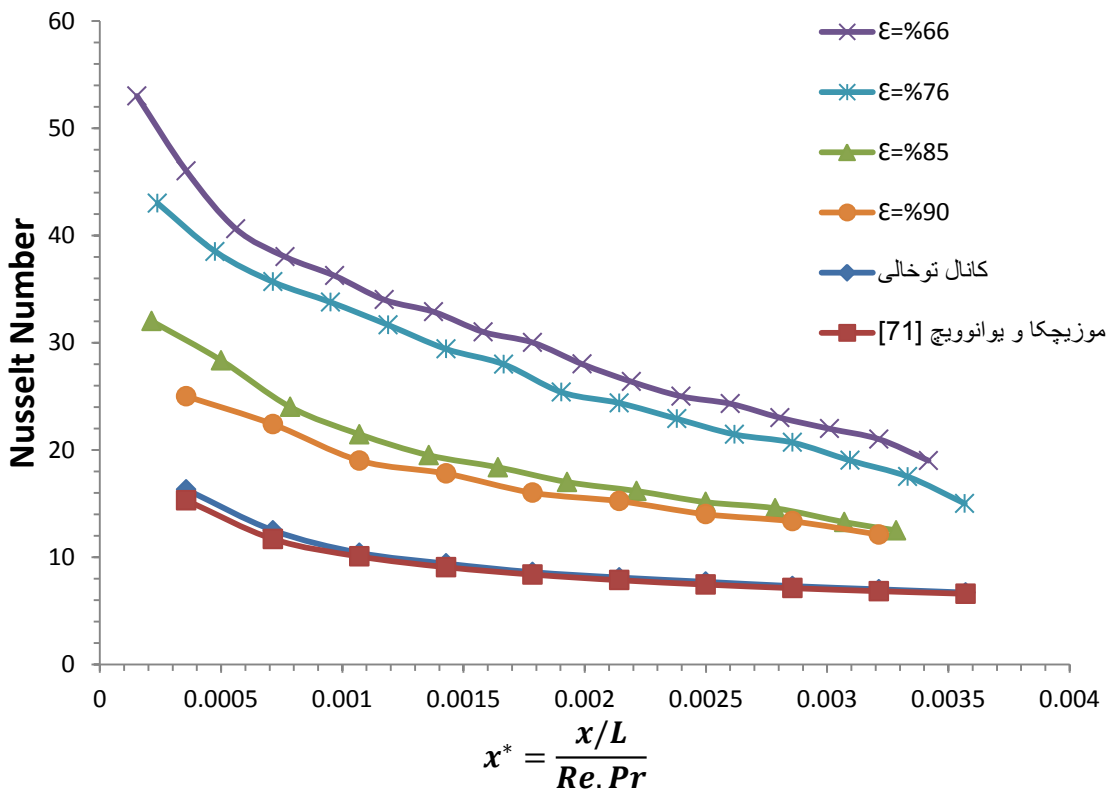


شکل ۹-۴ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در نسبت تخلخل‌های مختلف در کانال پر شده با فیبر آلومینیومی

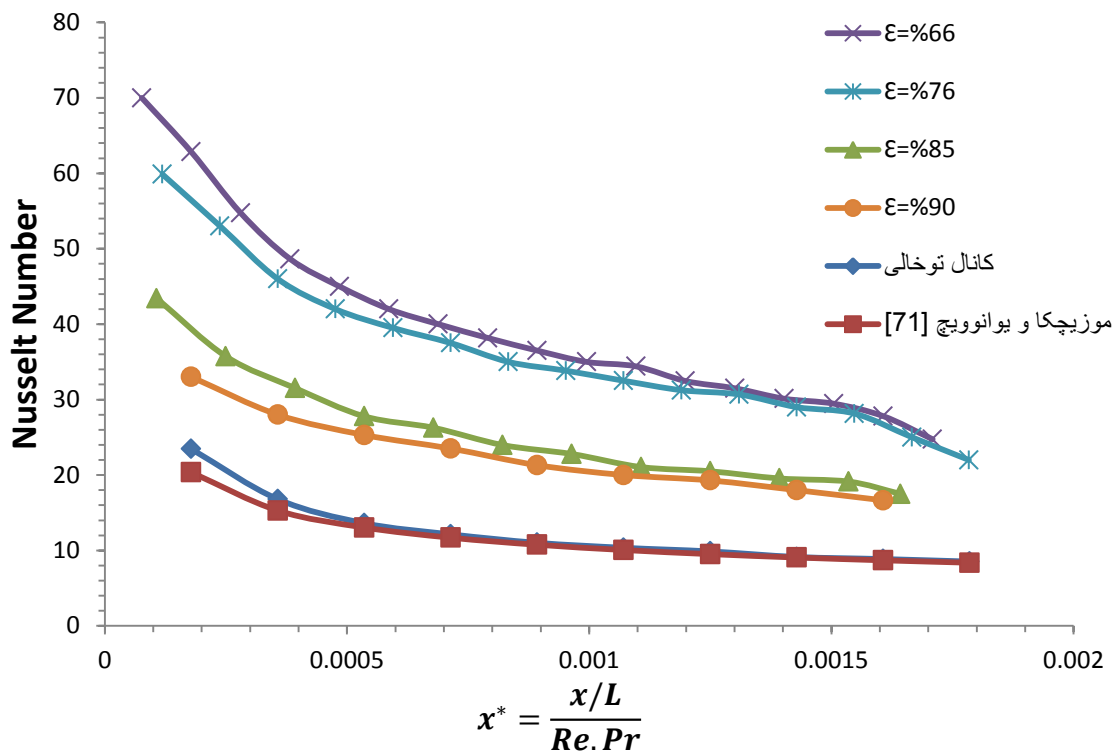
۱-۲-۴ بررسی تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت بر روی عدد ناسلت همان‌طور که ذکر شد در این پژوهش تأثیر تغییر انتقال حرارت نیز بررسی شده است. نتایج ارائه شده در بالا در کانال حاوی فیبر آلومینیومی با ضریب انتقال حرارت هدایتی برابر با ۲۰۲.۴ می‌باشد، در ادامه نتایج به دست آمده از حل مسئله در کانال مسی با ضریب انتقال حرارت ۳۸۷.۶ ارائه شده است.



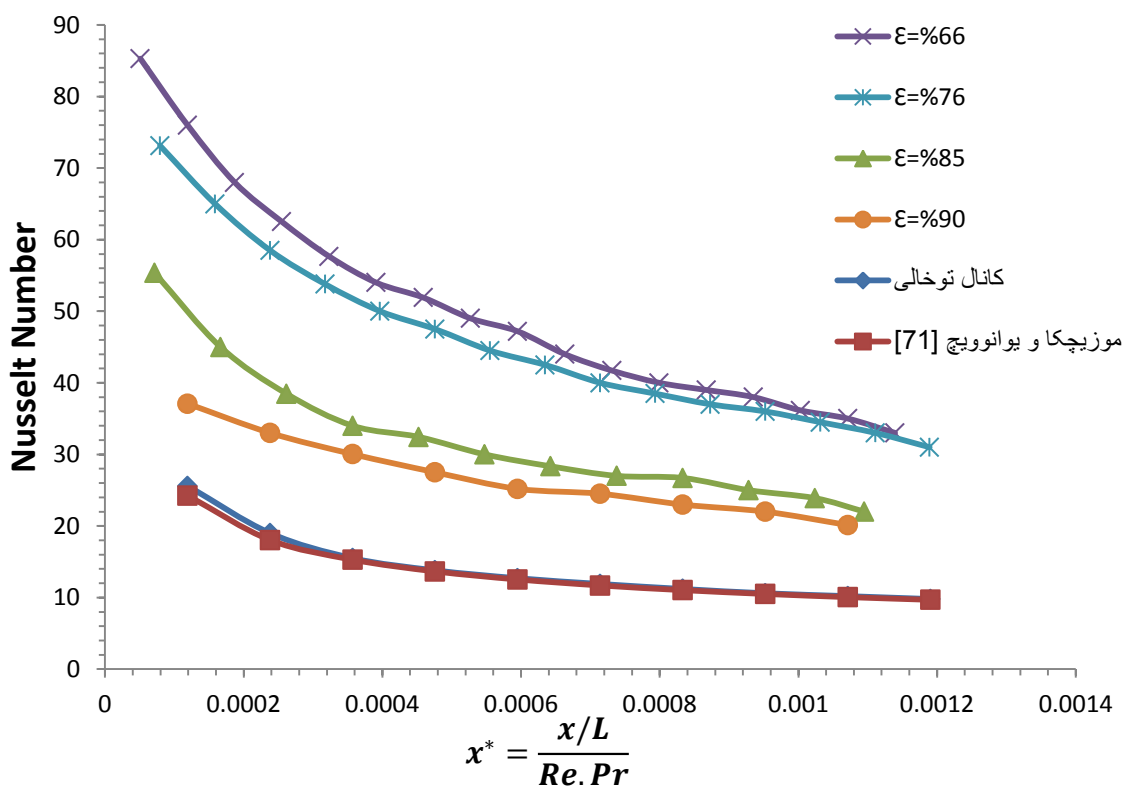
شکل ۴-۱۰ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۵۰ (کانال پرشده با فیبر مسی)



شکل ۴-۱۱ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۱۰۰ (کانال پرشده با فیبر مسی)

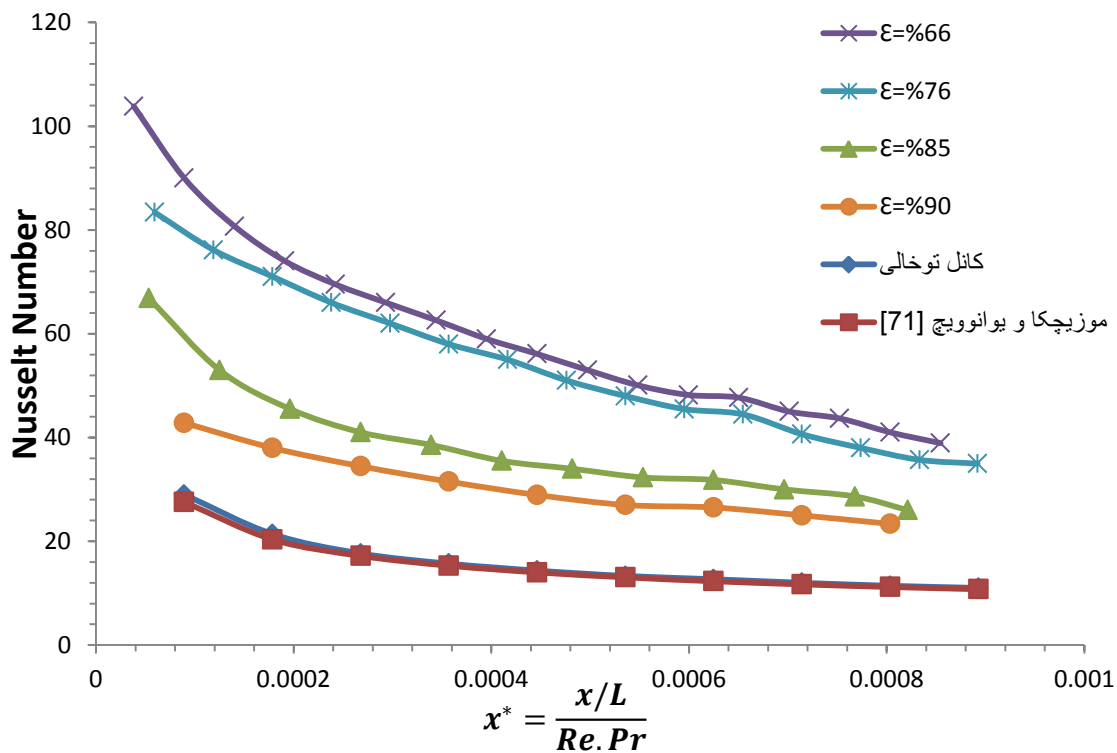


شکل ۱۲-۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۲۰۰ (کانال پرشده با فیبر مسی)



شکل ۱۳-۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۳۰۰ (کانال پرشده با فیبر مسی)

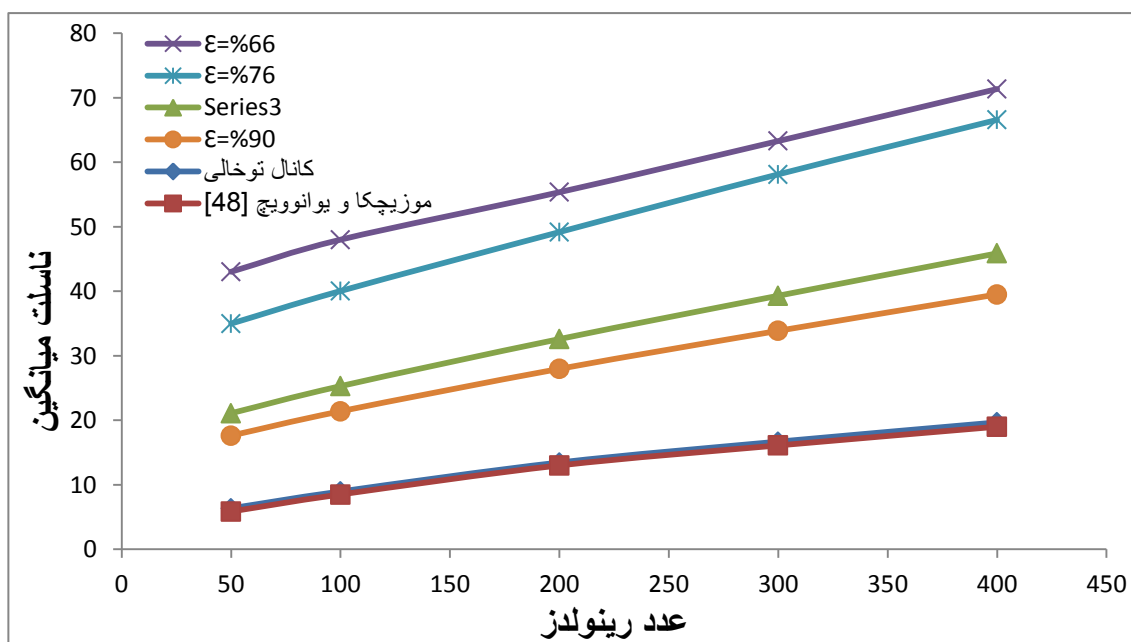




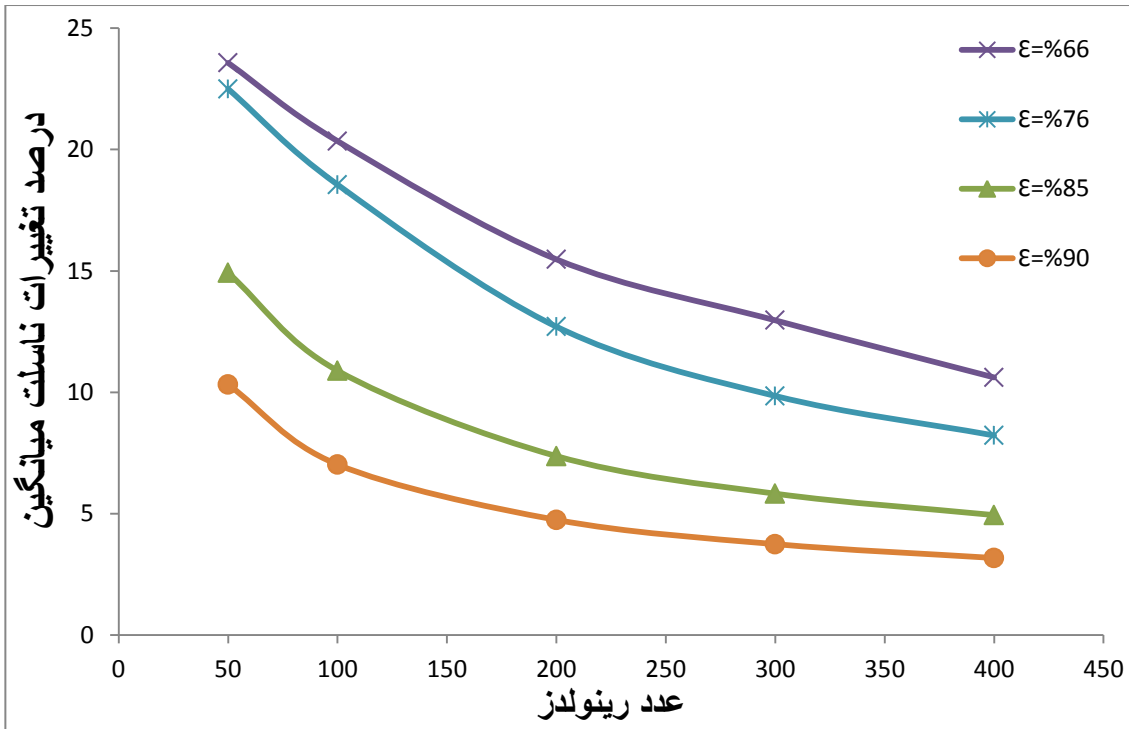
شکل ۴-۱۴ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در رینولدز ۴۰۰ (کانال پر شده با فیبر مسی)

در شکل ۴-۱۵ نیز نمودار ناسلت میانگین در نسبت تخلخل‌های مختلف برحسب عدد

رینولدز در کانال مسی آورده شده است.



شکل ۴-۱۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در نسبت تخلخل‌های مختلف در کانال پر شده با فیبر



شکل ۴-۱۶ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر جنس فوم از آلومینیوم به مس

در شکل ۴-۱۶ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر جنس فوم فلزی از آلومینیوم

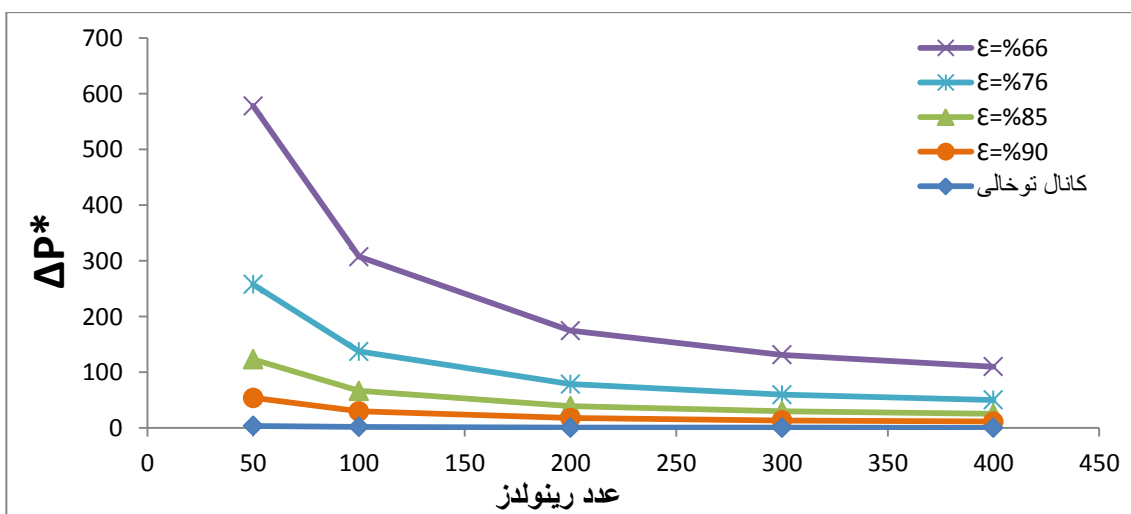
به مس آورده شده است. نکته قابل توجه تأثیر بیشتر تغییر ضریب انتقال حرارت در رینولدزهای پایین می‌باشد. از آنجاکه در رینولدزهای پایین میزان انتقال حرارت هدایتی نسبت به انتقال حرارت جابجایی بیشتر است، تغییر ضریب انتقال حرارت در رینولدزهای پایین محسوس‌تر می‌باشد. همچنین هرچه نسبت تخلخل کمتر شده است درصد تغییرات افزایش یافته و در نسبت تخلخل ۶۶٪ حدود ۲.۵ برابر نسبت تخلخل ۹۰٪، درصد تغییرات بیشتر بوده است.

#### ۳-۴ بررسی تأثیر فیبر متخلخل بر افت فشار

در ادامه به بررسی افت فشار بی‌بعد شده با سرعت ورودی پرداخت شده است. نکته‌ای که باید به آن اشاره کرد کافی نبودن طول کانال بررسی شده جهت بررسی افت فشار می‌باشد. طبق

نتایج دوکان و پتل<sup>۱</sup> [۷۳] حداقل طول موردنیاز در راستای جریان سیال، جهت تخمین درست افت فشار ۱۰۰ برابر قطر یک سلول محیط متخلخل می‌باشد. در هندسه طراحی شده در این پژوهش، اگر فاصله بین دو فیبر به‌عنوان قطر سلول متخلخل در نظر گرفته شود، برای بررسی درست افت فشار در نسبت تخلخل ۶۶٪ می‌بایستی حداقل طول کانال در راستای جریان سیال ۵۷۱ میلی‌متر باشد. این مقدار برای نسبت تخلخل‌های ۷۶٪، ۸۵٪ و ۹۰٪ به ترتیب برابر با ۶۶۶ میلی‌متر، ۸۰۰ میلی‌متر و ۱۰۰۰ میلی‌متر می‌باشد. باین‌حال می‌توان نتایج به‌دست‌آمده را برای کانال‌های کوچک معتبر شمرد.

در شکل ۴-۱۷ تغییرات  $\Delta P^* = \frac{\Delta P}{U_{in}^2}$  برحسب رینولدز آورده شده است. همان‌طور که انتظار می‌رفت با کاهش نسبت تخلخل افت فشار نیز افزایش می‌یابد این امر در رینولدزهای پایین‌تر محسوس‌تر می‌باشد. اما؛ رصد تغییرات  $\Delta P^*$  نسبت به کانال توخالی در رینولدزهای بالاتر بیشتر از رینولدزهای پایین می‌باشد. به‌طوری‌که در نسبت تخلخل ۶۶٪، در رینولدز ۵۰،  $\Delta P^*$  در حدود ۱۵۴ برابر کانال توخالی بود ولی در رینولدز ۴۰۰ این مقدار به ۲۶۱ برابر می‌رسد.



شکل ۴-۱۷ تغییرات  $\Delta P^*$  برحسب عدد رینولدز در کانال پر شده با فیبر

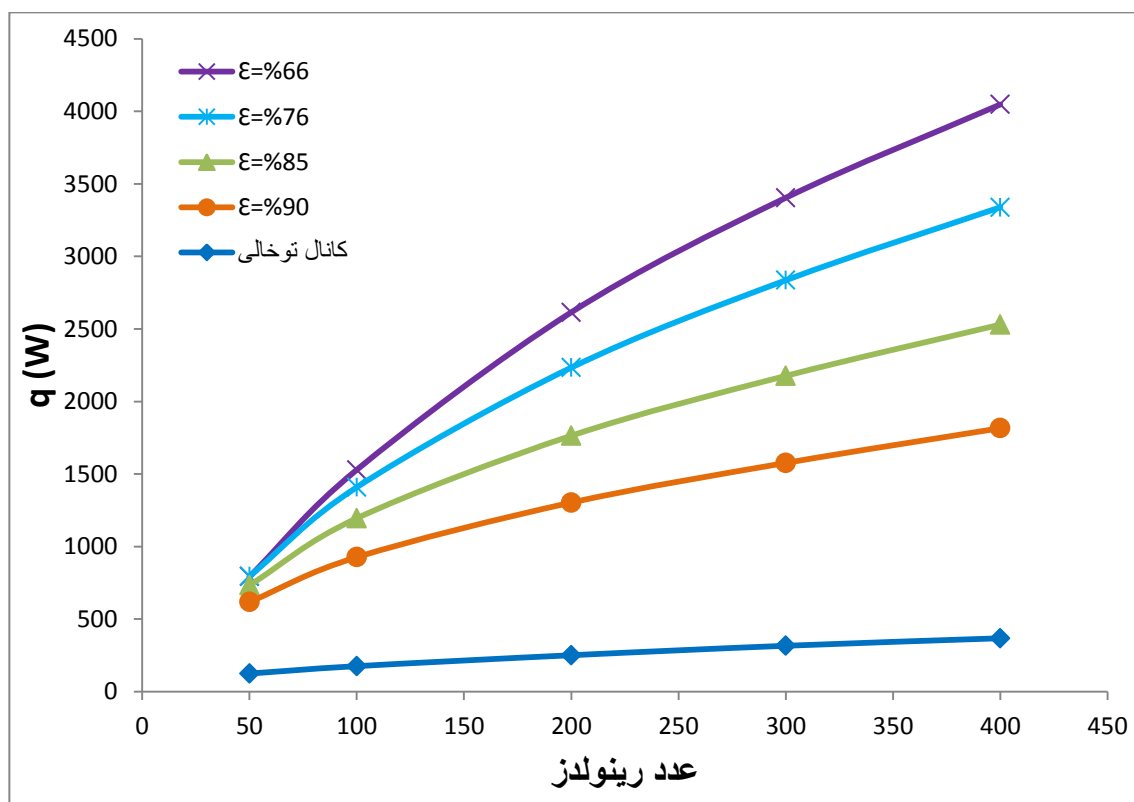
<sup>۱</sup> Dukhan & Patel

#### ۴-۴ تغییرات و مقایسه انرژی‌ها

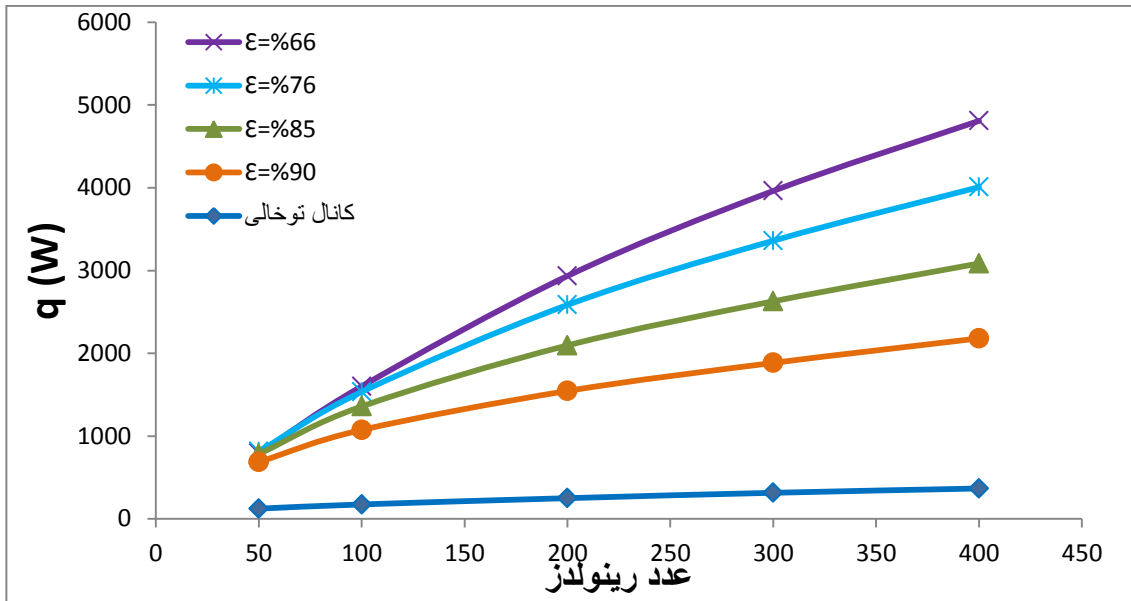
در این مرحله هدف بررسی افزایش انرژی حرارتی منتقل شده به واسطه استفاده از فیبر متخلخل و همچنین بررسی انرژی موردنیاز پمپ، جهت جبران افت فشار حاصل از استفاده فیبر متخلخل و مقایسه این دو انرژی با یکدیگر می‌باشد.

مقایسه انرژی حرارتی منتقل شده توسط سیال برحسب عدد رینولدز در نسبت تخلخل‌های مختلف نشان دهنده تأثیر محیط متخلخل در افزایش انتقال حرارت می‌باشد. برای محاسبه شار حرارتی از رابطه ۲-۴ استفاده می‌شود. در این رابطه  $\dot{m}$  نرخ دبی سیال،  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه سیال در فشار ثابت و  $T_m$  نیز دمای بالک در ورودی و خروجی می‌باشد.

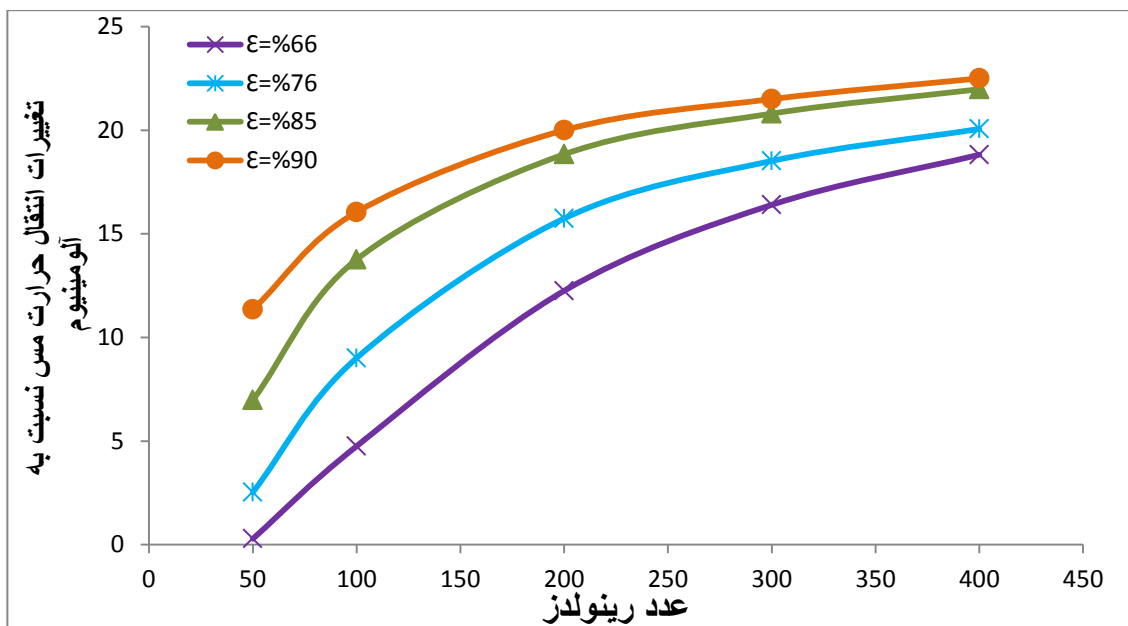
$$q = \dot{M}C_p(T_{m_{out}} - T_{m_{in}}) \quad (۲-۴)$$



شکل ۴-۱۸ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال پر شده با فیبر آلومینیومی در نسبت تخلخل‌های مختلف



شکل ۴-۱۹ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال پر شده با فیبر مسی در نسبت تخلخل‌های مختلف آنچه از اشکال ۴-۱۸ و ۴-۱۹ می‌توان نتیجه گرفت افزایش قابل توجه انتقال حرارت با استفاده از فیبر متخلخل می‌باشد. همان‌طور که قابل پیش‌بینی بود با کاهش نسبت تخلخل، انرژی حرارتی منتقل شده به سیال افزایش می‌یابد. تأثیر به‌کارگیری فوم فلزی در رینولدزهای بالا بیشتر می‌باشد و با توجه به رابطه ۴-۲ دلیل این امر نیز افزایش همزمان  $m$  و  $\Delta T$  می‌باشد.

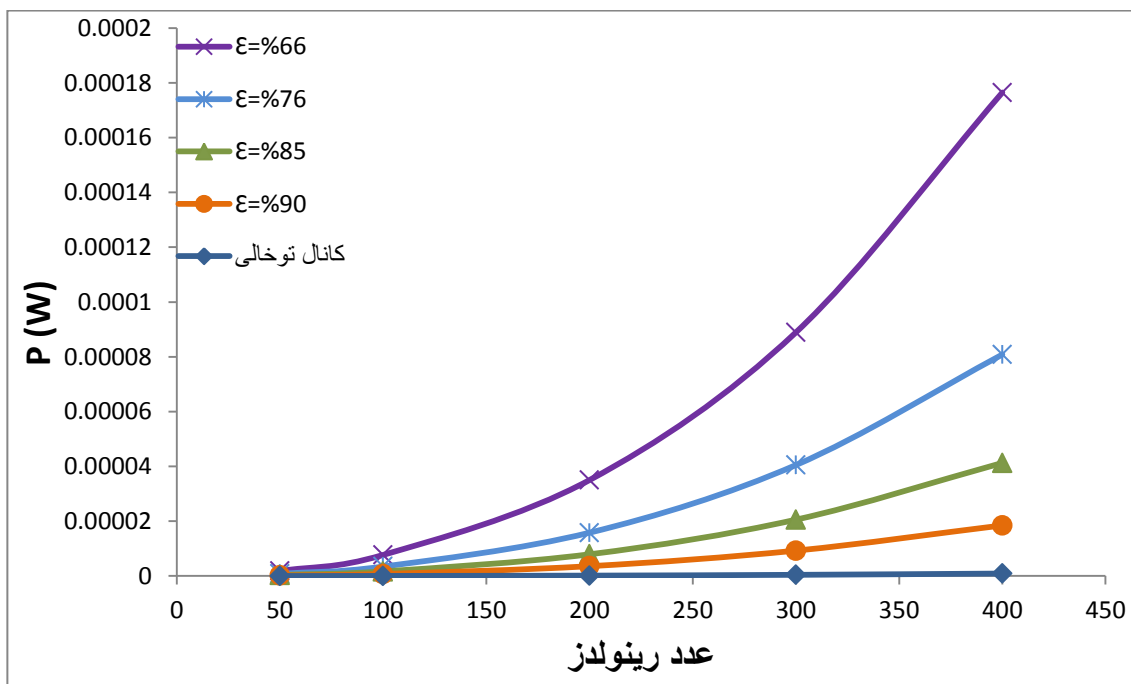


شکل ۴-۲۰ درصد تغییرات انتقال حرارت مس نسبت به آلومینیوم در کانال پر شده با فوم فلزی

در شکل ۴-۲۰ تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت هدایتی از آلومینیوم به مس مشخص شده است. افزایش ضریب انتقال حرارت هدایتی، به بهبود افزایش انتقال حرارت تا حدود ۲۲٪ کمک کرده است. هرچه نسبت تخلخل و عدد رینولدز افزایش یافته‌اند نقش ضریب انتقال حرارت هدایتی در افزایش انتقال حرارت پررنگ‌تر شده است.

انرژی دیگری که باید مورد بررسی قرار بگیرد، انرژی لازم جهت پمپاژ سیال به دلیل افت فشار به وجود آمده به واسطه‌ی استفاده از محیط متخلخل می‌باشد. مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال از رابطه ۴-۲ به دست می‌آید.

$$P = \gamma QH \quad (3-4)$$



شکل ۴-۲۱ مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال در کانال پر شده با فیبر متخلخل

همان‌طور که در شکل ۴-۲۱ مشخص است، برای پمپاژ سیال در این طول کم به انرژی قابل توجهی نیاز نیست و این مقدار انرژی در مقابل افزایش انرژی حرارتی قابل چشم‌پوشی می‌باشد. البته باید این نکته را در نظر گرفت که طول کانال بررسی شده کم بوده و این نتایج با

نتایج حاصل از پژوهش کاماس<sup>۱</sup> و همکارانش [۷۴] که آزمایشی تجربی روی کانال حاوی فیبر متخلخل با طول ۱۵۰ میلی‌متر انجام داده‌اند، منطبق است و طبق نتایج ایشان نیز توان موردنیاز برای پمپاژ اندک می‌باشد.

نکته قابل توجه در توان موردنیاز پمپ جهت جبران افت فشار، ۳۰۰ برابر شدن توان موردنیاز در کانال دارای فیبر متخلخل ۶۶٪ نسبت به کانال توخالی می‌باشد. این پدیده زمانی مورد اهمیت قرار می‌گیرد که نیاز به استفاده از مواد متخلخل در حجم و ابعاد وسیع‌تری باشد. از این رو لازم است تدابیری جهت کاهش افت فشار اندیشیده شود.

---

<sup>۱</sup> M.Kamath et al.

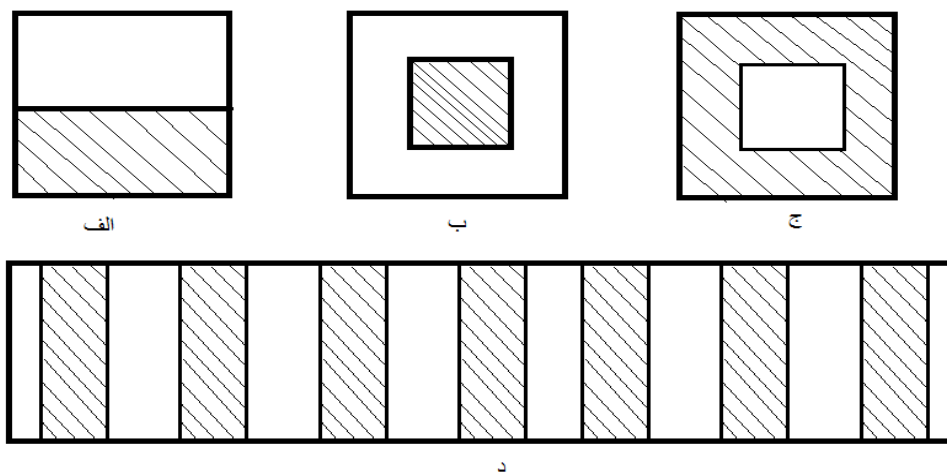




## ۵ فصل پنجم: بررسی انتقال حرارت در کانال‌های نیمه‌پر

همان‌طور که در انتهای فصل هفت ذکر شد، توان موردنیاز جهت پمپاژ سیال در کانال حاوی فیبر با تخلخل ۶۶٪، ۳۰۰ برابر کانال توخالی می‌باشد. از این‌رو لازم است حالتی که باعث کاهش افت فشار می‌شود مورد بررسی قرار بگیرد.

یکی از روش‌های کاهش افت فشار نیمه‌پر کردن کانال با فیبر متخلخل می‌باشد. این امر می‌تواند به طرق مختلف انجام پذیرد.



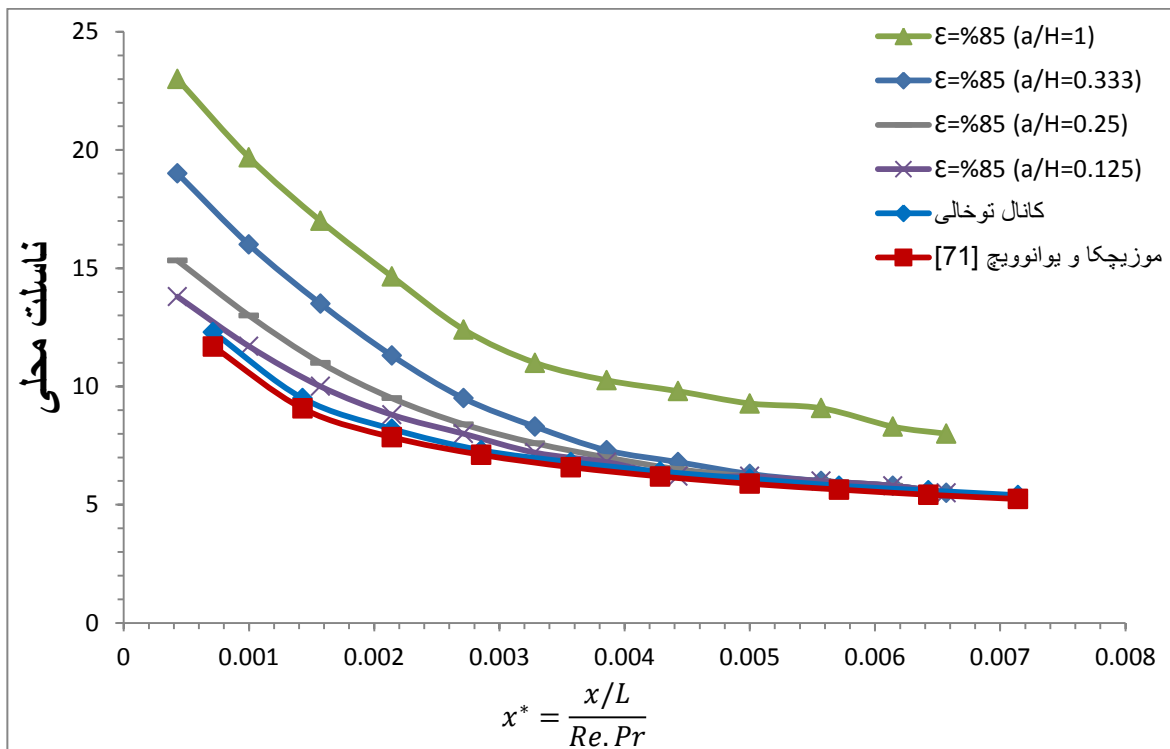
شکل ۵-۱- حالت‌های مختلف کانال نیمه‌پر

شکل ۵-۱ تعدادی از حالت‌هایی که می‌توان یک کانال را به وسیله‌ی محیط متخلخل به صورت موضعی پر کرد را، نشان می‌دهد (قسمت‌های هاشور خورده محیط متخلخل می‌باشد). همان‌طور که در فصل ششم ذکر شده است هندسه انتخاب‌شده برای این پژوهش حالت ج از شکل ۵-۱ می‌باشد.

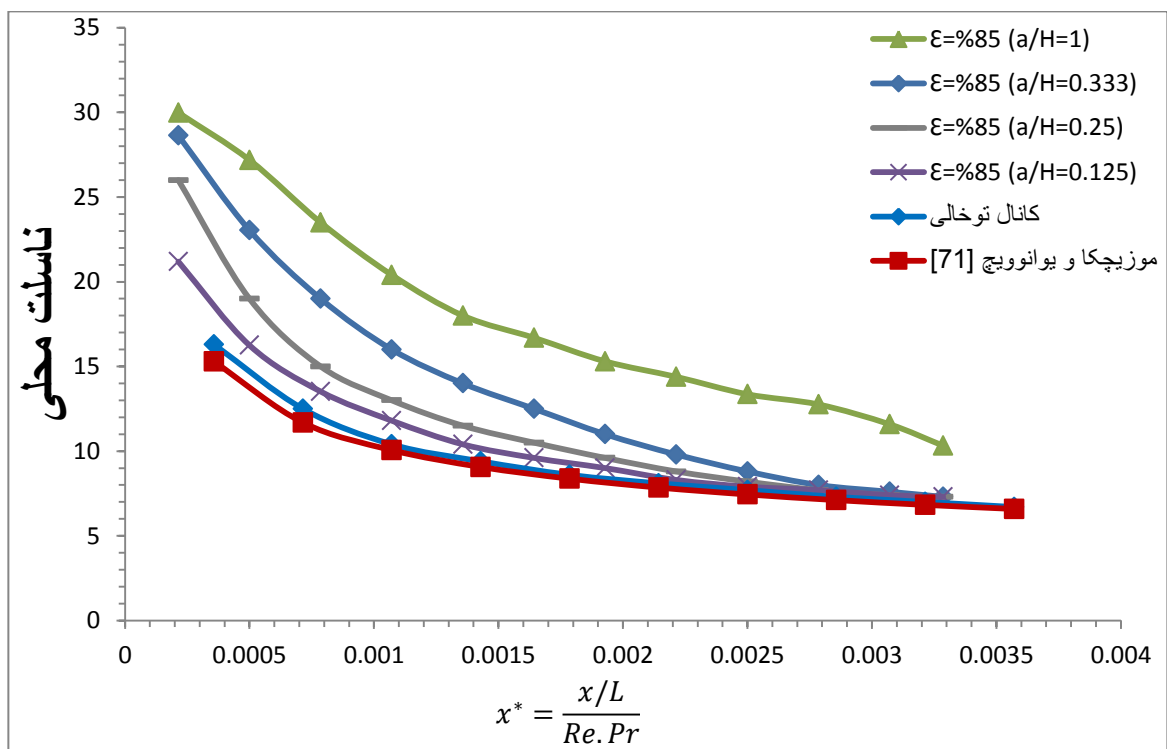
### ۵-۱ بررسی تأثیر نسبت تخلخل روی عدد ناسلت در کانال نیمه‌پر

در ادامه تأثیرات پر کردن موضعی کانال با نسبت ارتفاع‌های مختلف بر روی عدد ناسلت محلی و ناسلت میانگین در دو نسبت تخلخل ۸۵٪ و ۹۰٪ ارائه شده است.

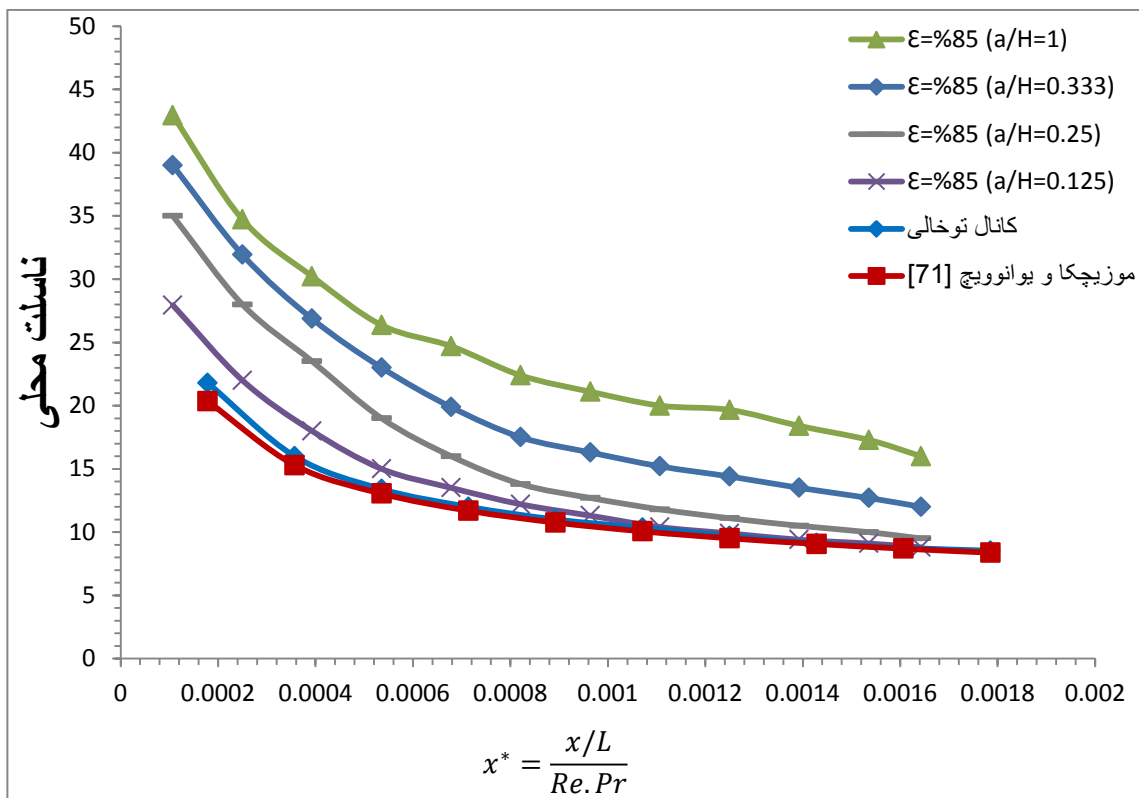
۵-۱-۱ عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل با نسبت تخلخل ۰.۸۵٪



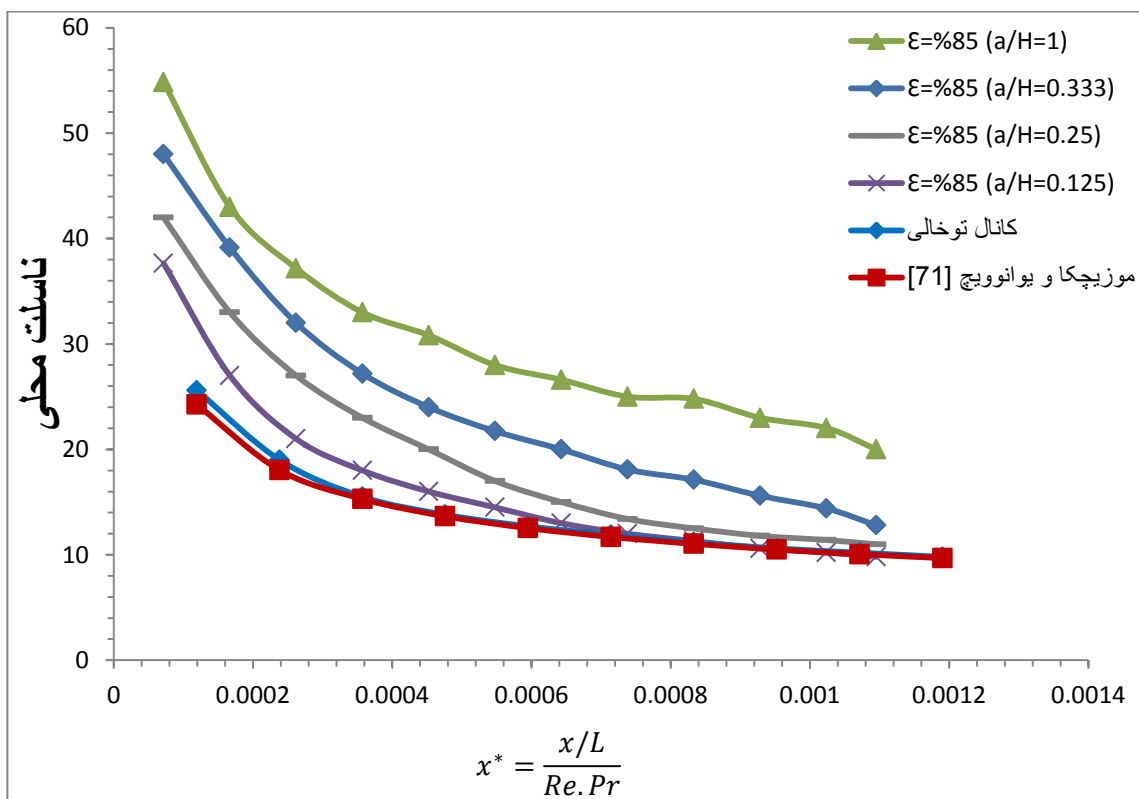
شکل ۵-۲ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۰.۸۵٪ در رینولدز ۵۰



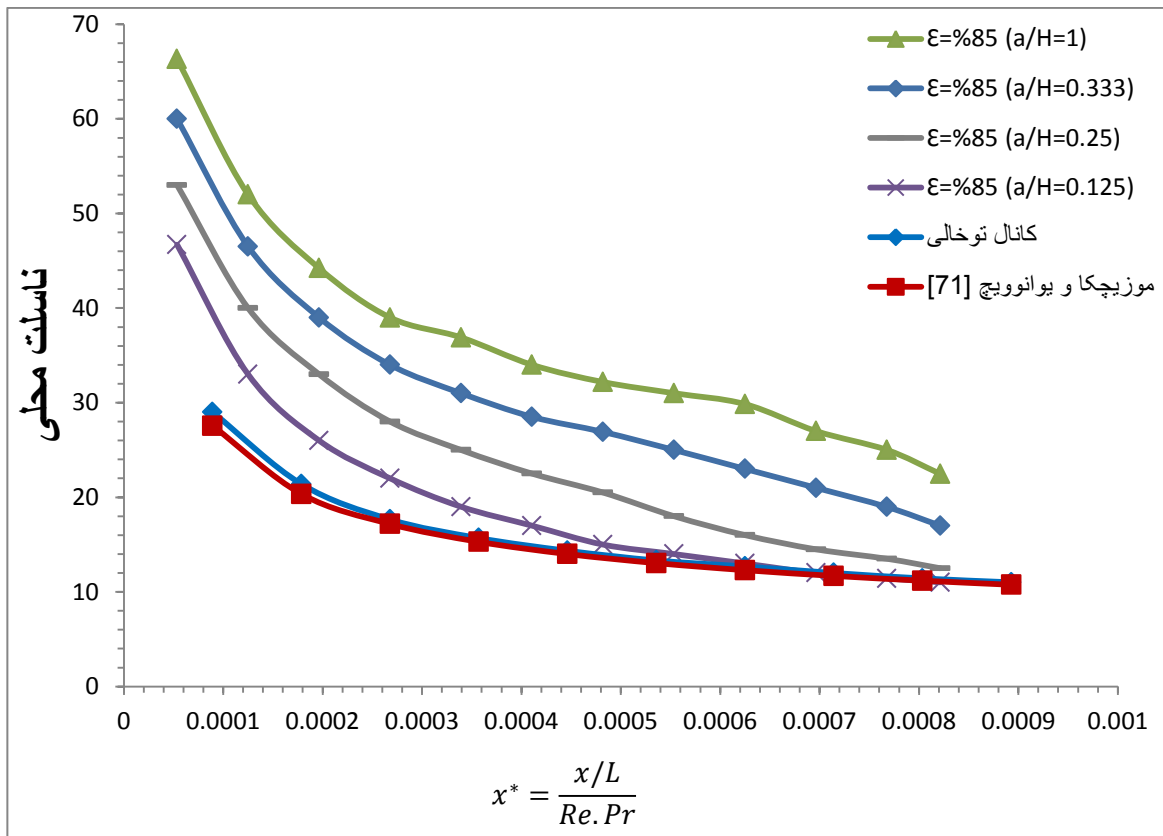
شکل ۵-۳ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۰.۸۵٪ در رینولدز ۱۰۰



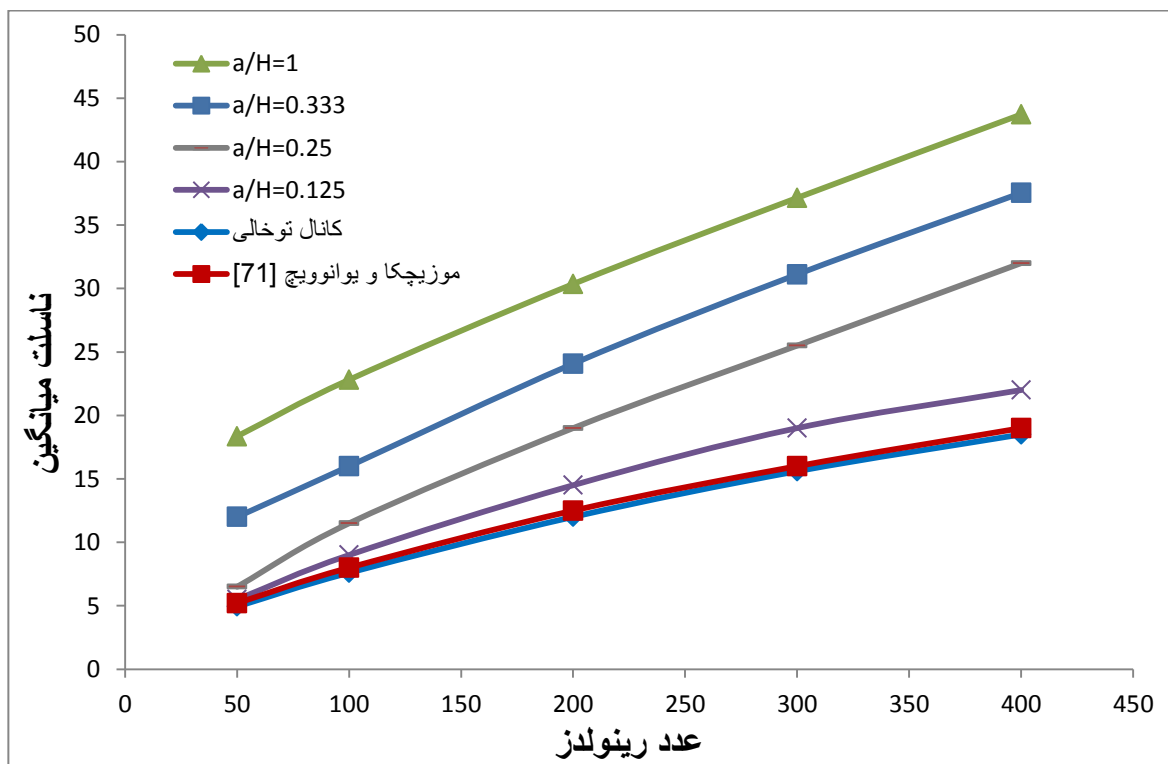
شکل ۴-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۰.۸۵ در رینولدز ۲۰۰



شکل ۵-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۰.۸۵ در رینولدز ۳۰۰

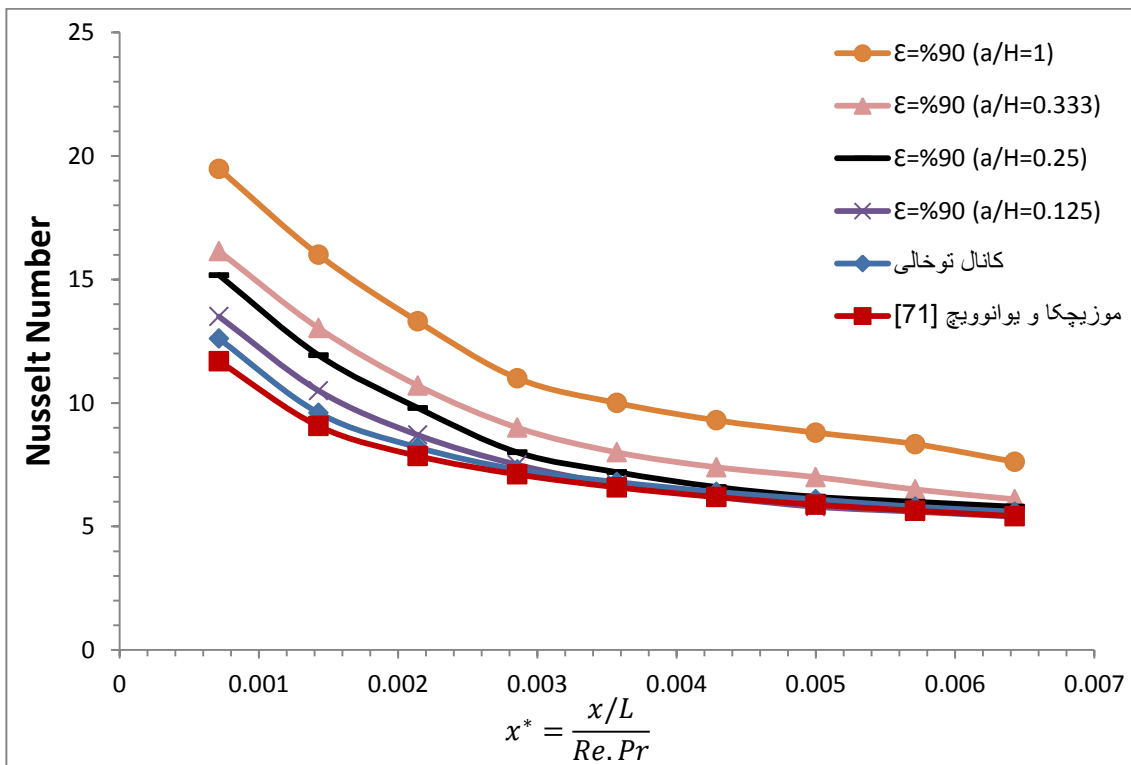


شکل ۶-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۴۰۰

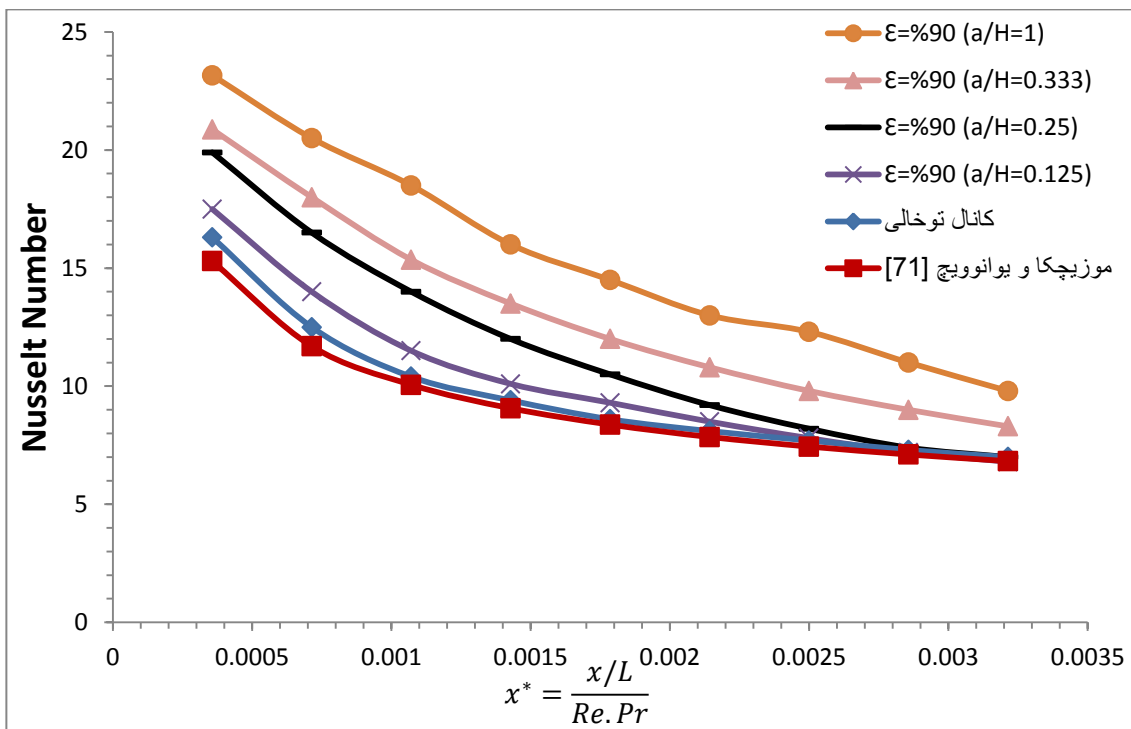


شکل ۷-۵ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۸۵٪

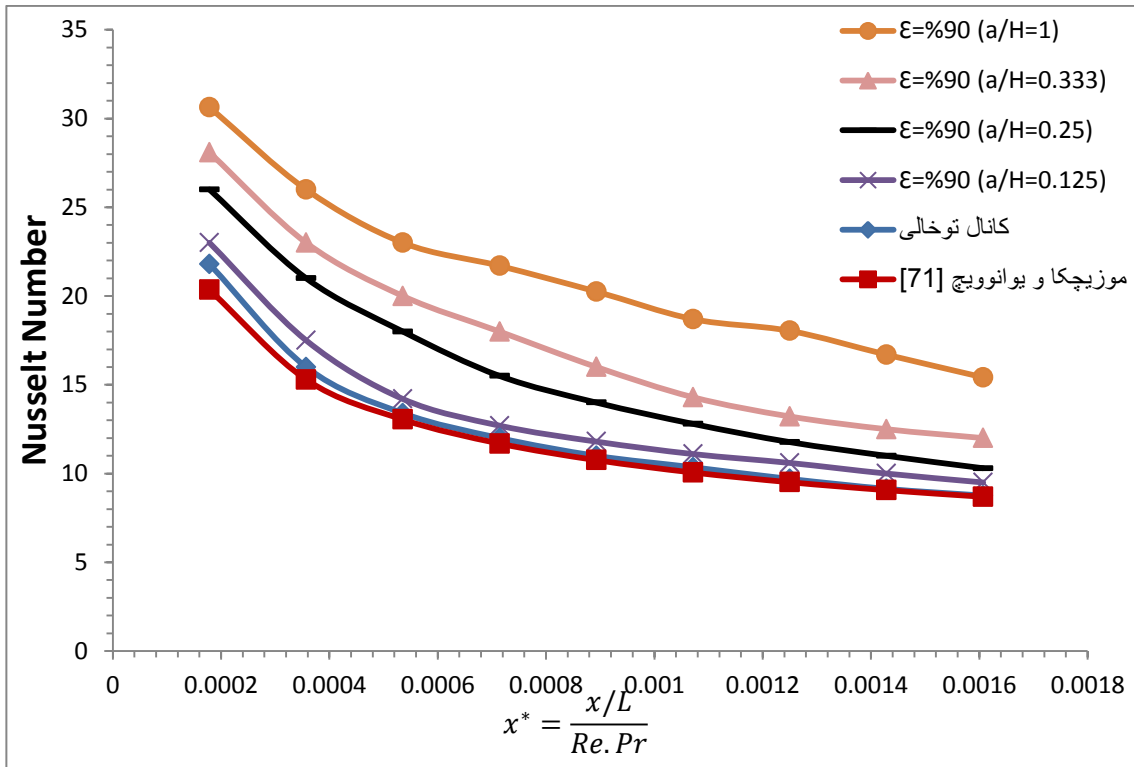
۵-۱-۲ عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل با نسبت تخلخل ۹۰٪



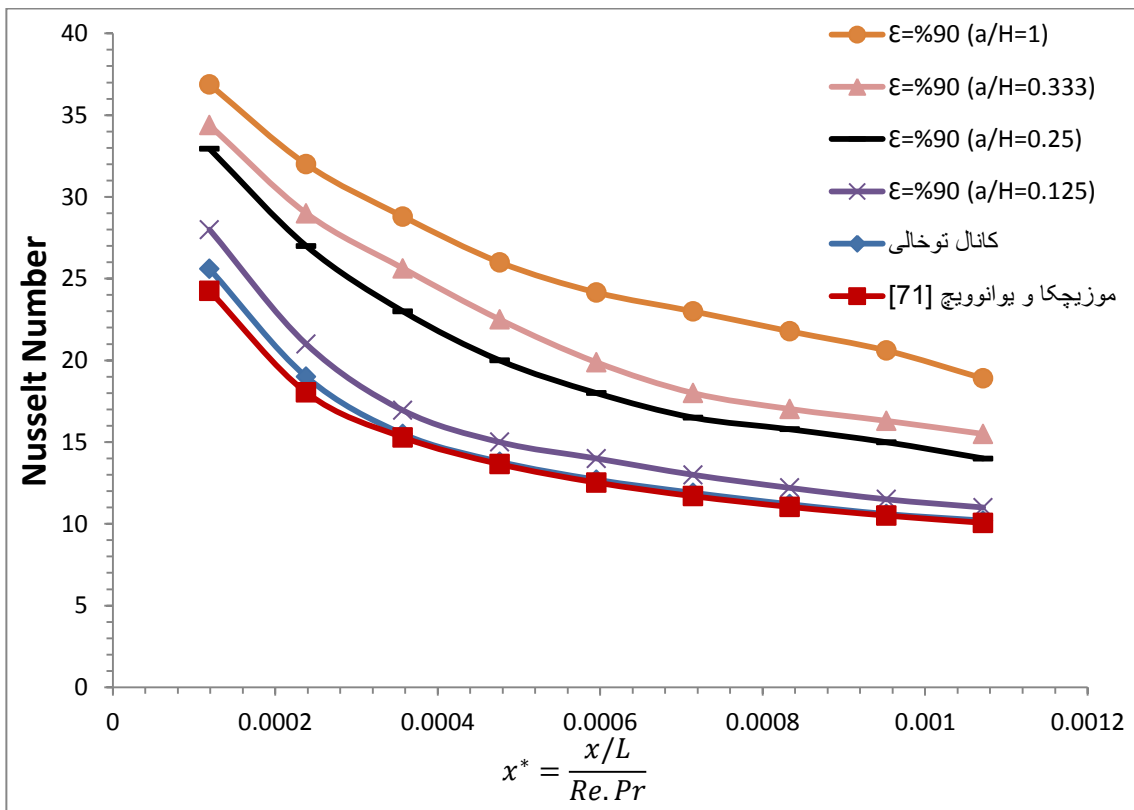
شکل ۵-۸ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۵۰



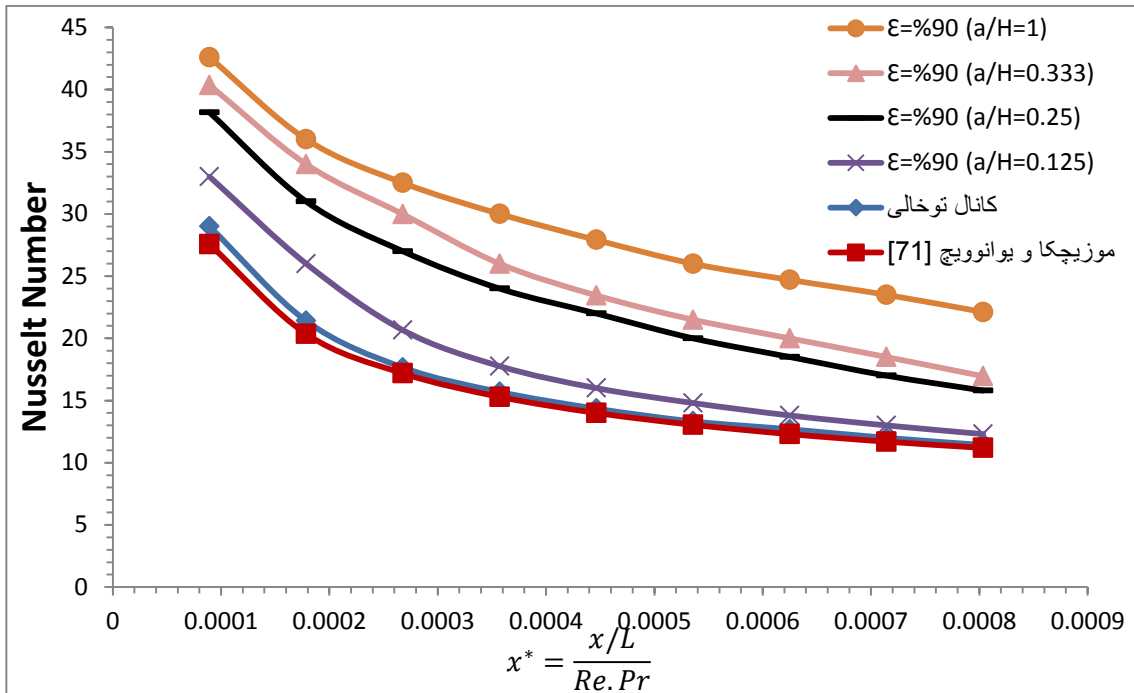
شکل ۵-۹ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۱۰۰



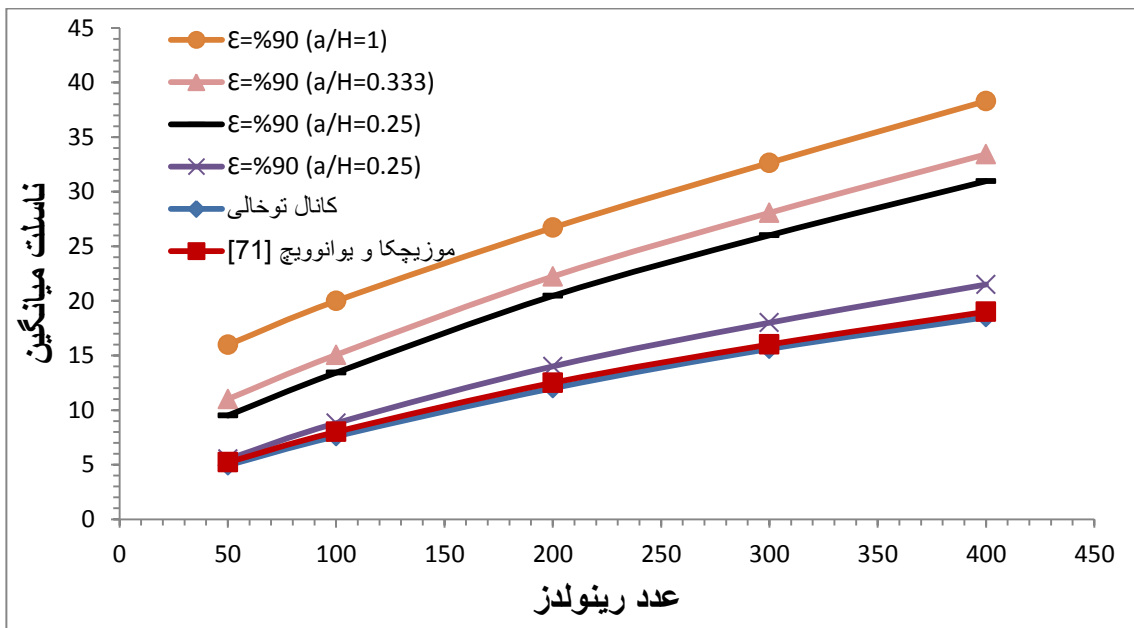
شکل ۵-۱۰ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۲۰۰



شکل ۵-۱۱ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۳۰۰



شکل ۵-۱۲ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۴۰۰



شکل ۵-۱۳ نمودار ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه پر آلومینیومی با نسبت تخلخل ۹۰٪

آنچه از نمودارهای ناسلت محلی ارائه شده برای کانال نیمه پر نتیجه می شود، کم شدن

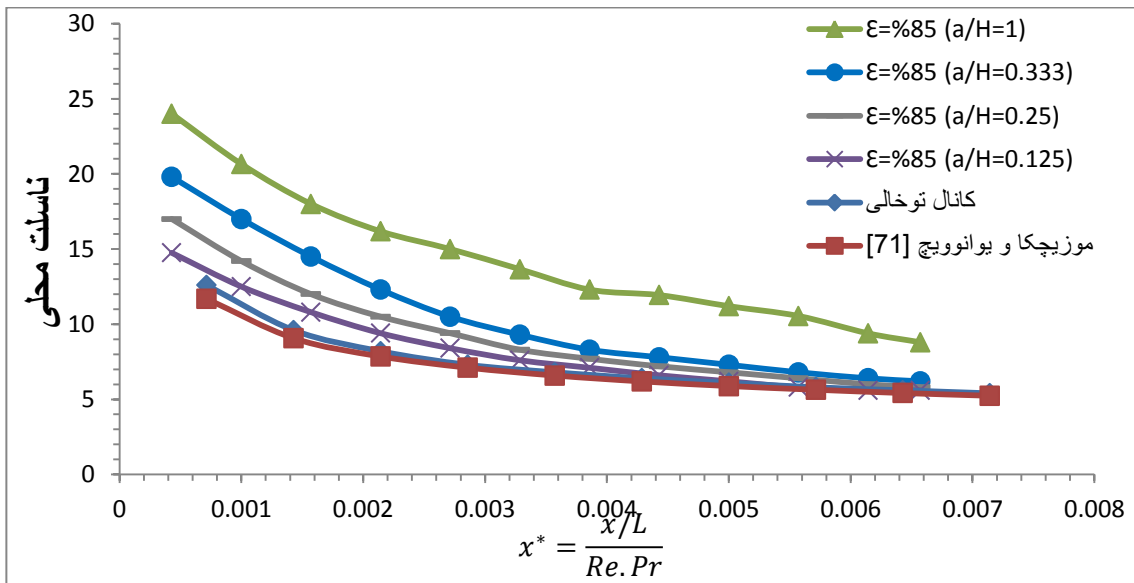
عدد ناسلت محلی با کاهش نسبت ارتفاع می باشد. هرچه نسبت ارتفاع کمتر می شود اعداد

ناسلت محلی به سمت اعداد ناسلت محلی برای کانال توخالی میل می کنند.

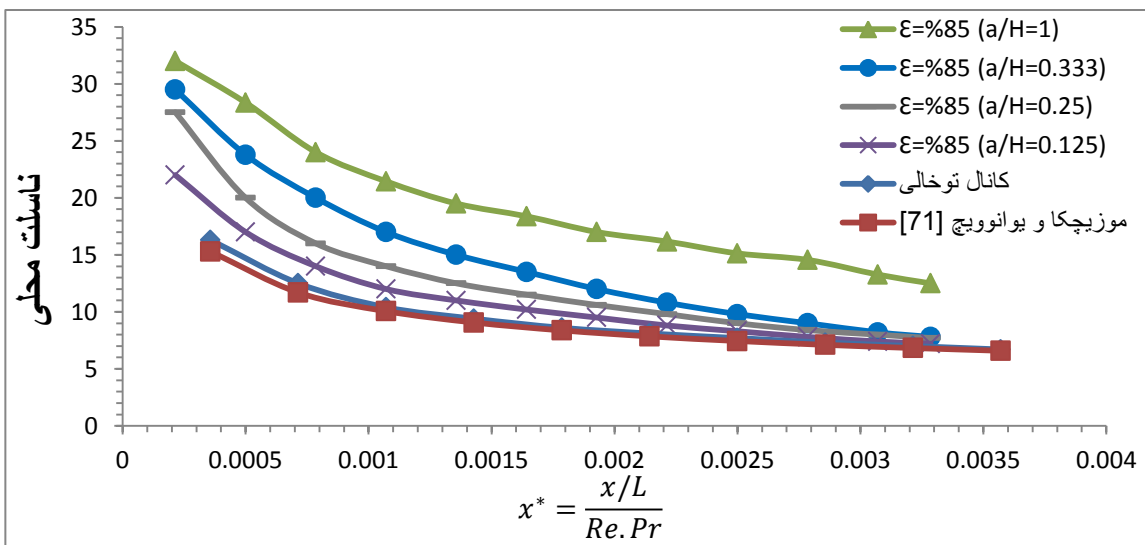
## ۲-۵ بررسی تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت در کانال نیمه پر

در گام بعدی به بررسی تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت در کانال نیمه پر پرداخته می‌شود. همانند کانال پر شده با فیبر متخلخل که در فصل هفت مورد بررسی قرار گرفت در این قسمت نیز جنس کانال و فیبرها از آلومینیوم به مس تغییر کرده است.

۱-۲-۵ عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل از جنس مس با نسبت تخلخل ۰.۸۵٪

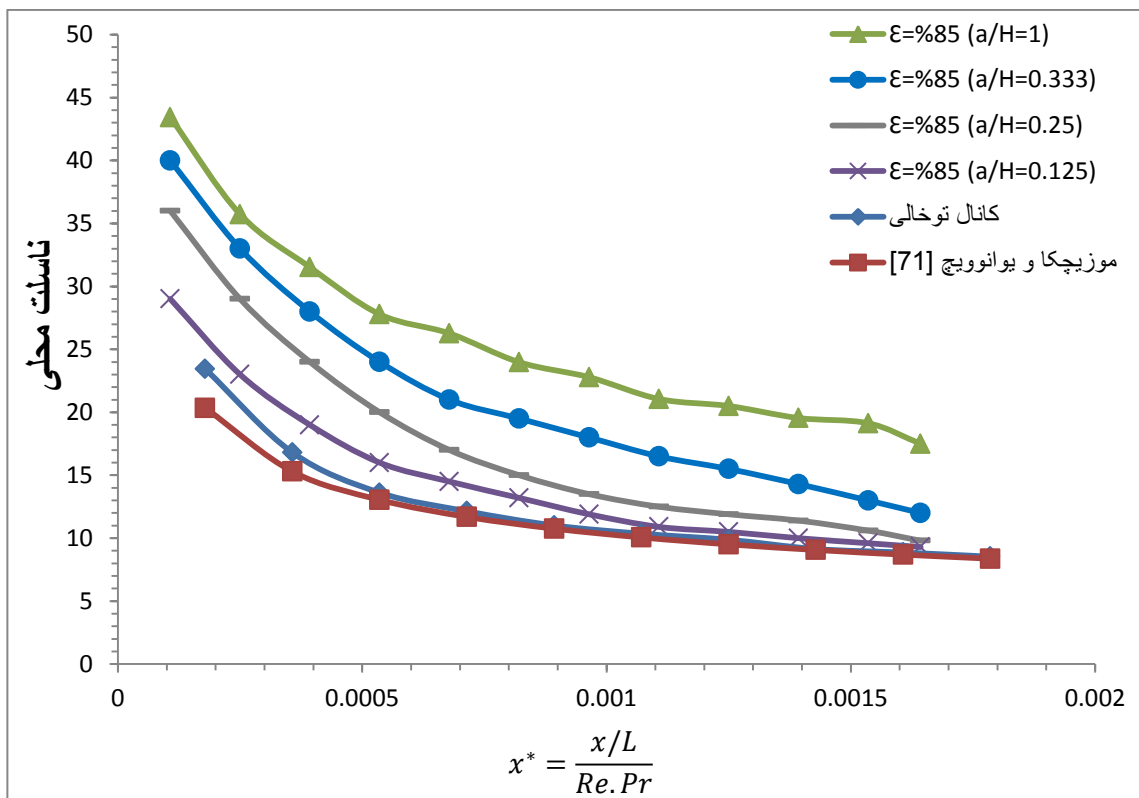


شکل ۱۴-۵ نمودار ناسلت محلی بر حسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۰.۸۵٪ در رینولدز ۵۰

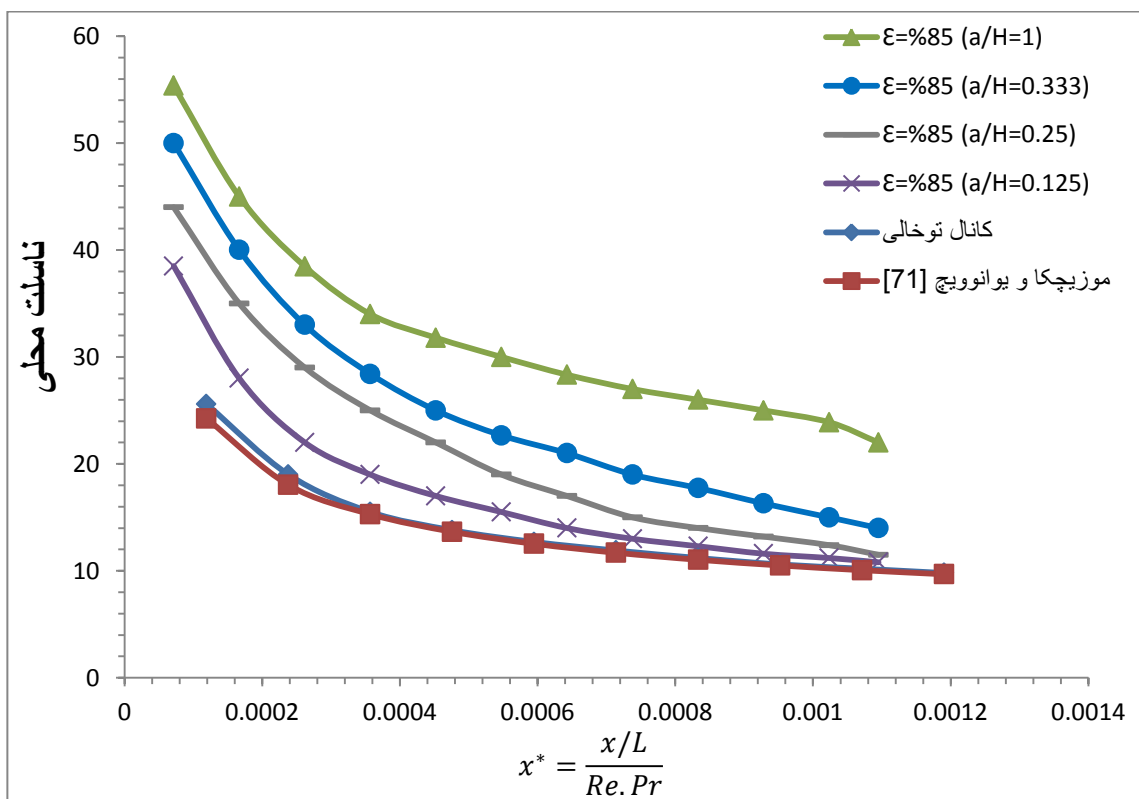


شکل ۱۵-۵ نمودار ناسلت محلی بر حسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۰.۸۵٪ در رینولدز ۱۰۰

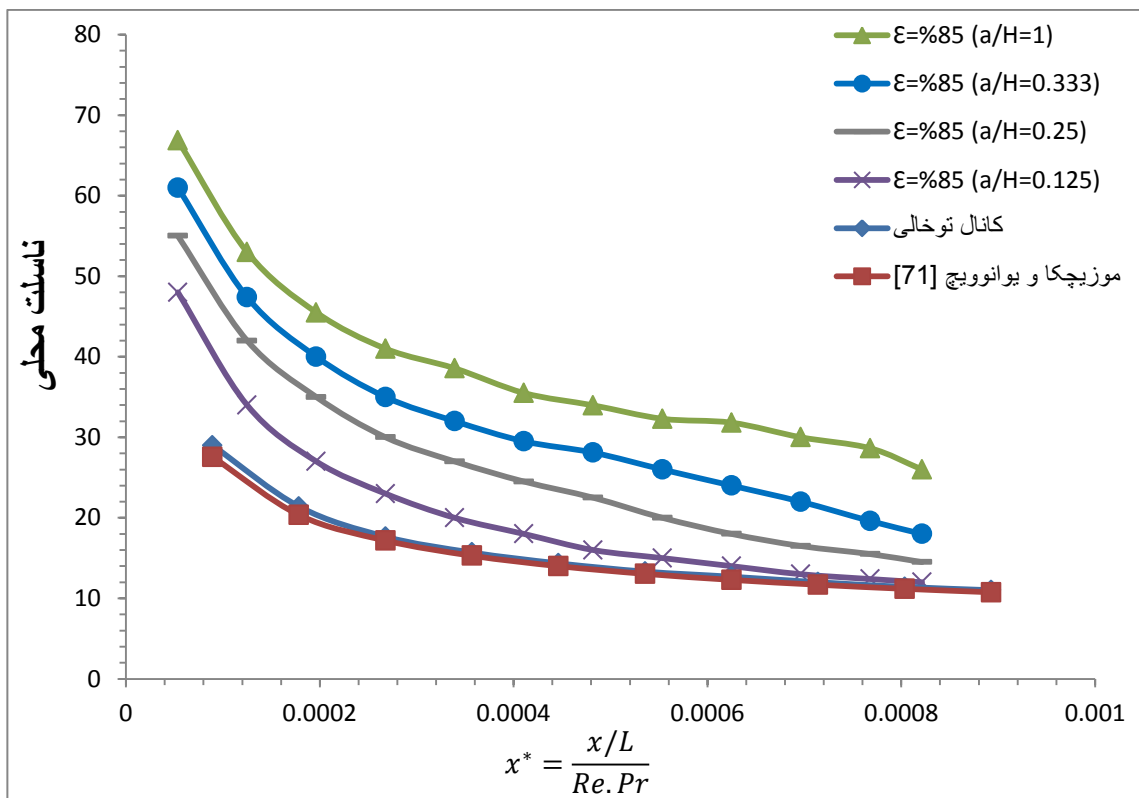




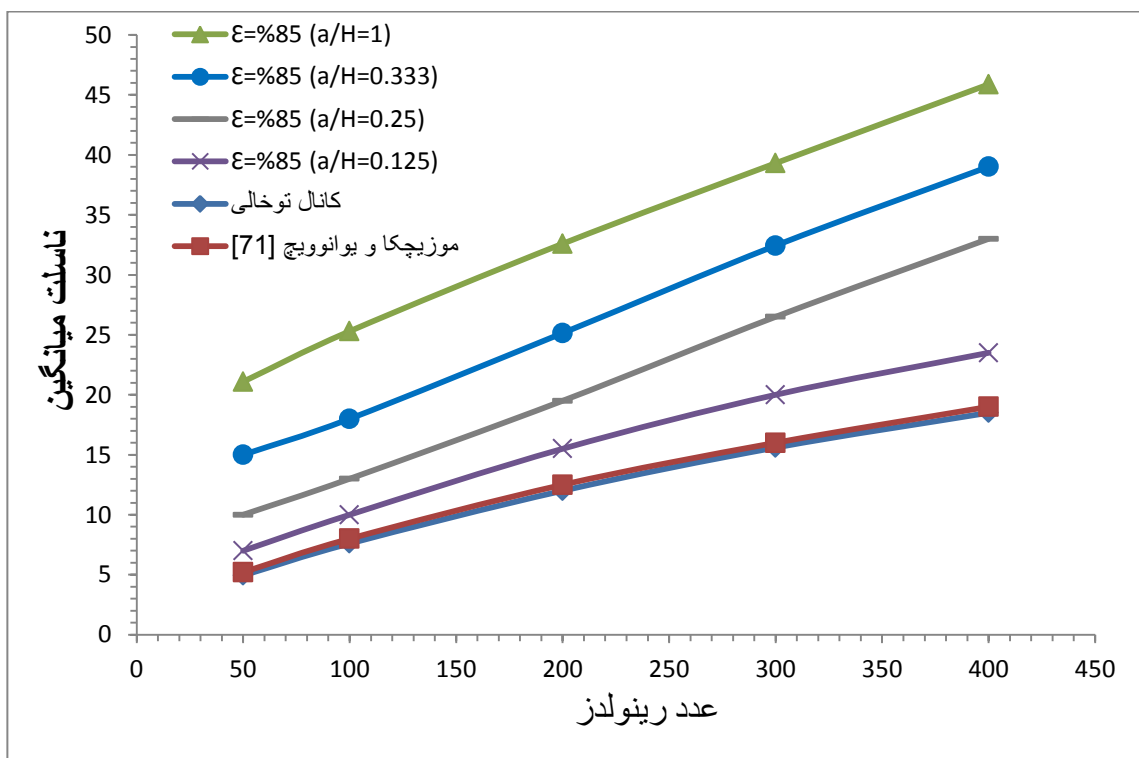
شکل ۵-۱۶ نمودار نسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۲۰۰



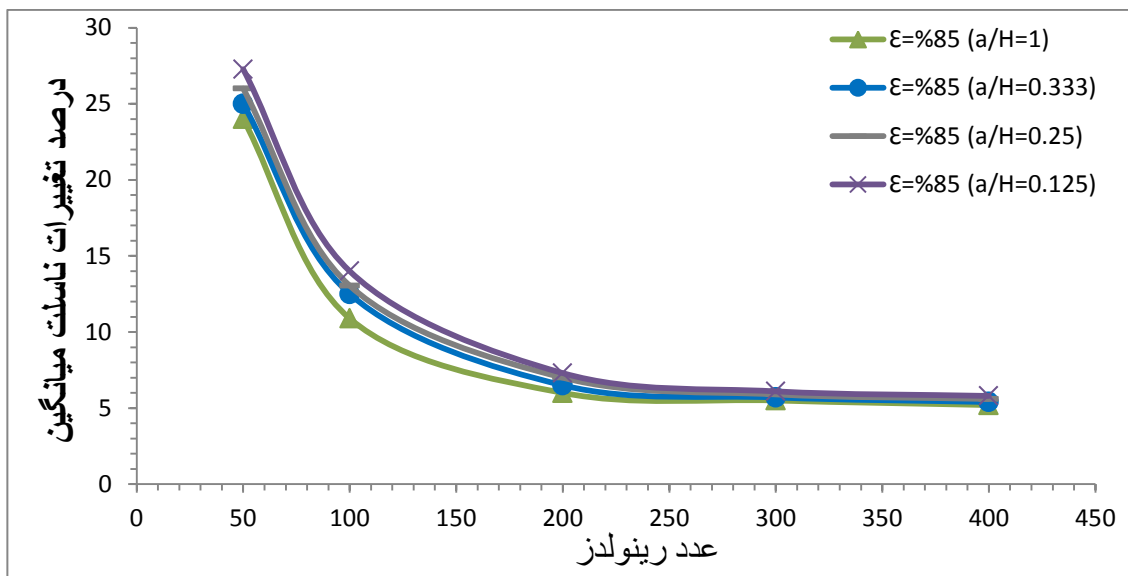
شکل ۵-۱۷ نمودار نسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۸۵٪ در رینولدز ۳۰۰



شکل ۵-۱۸ نمودار نسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۰.۸۵ در رینولدز ۴۰۰

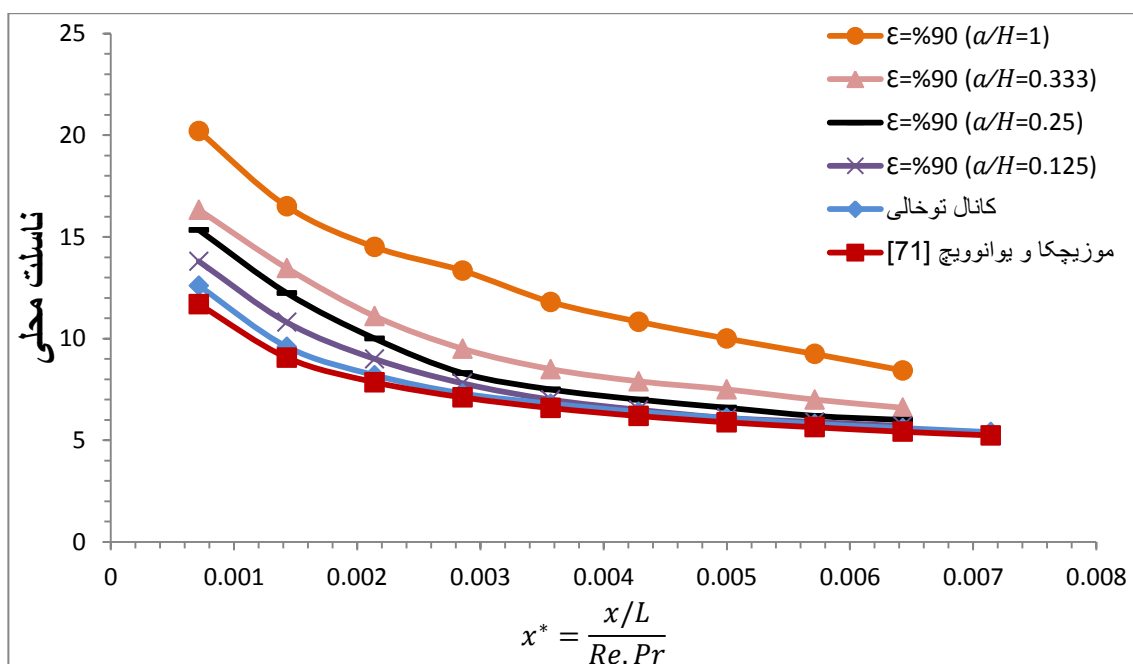


شکل ۵-۱۹ نمودار نسلت میانگین برحسب عدد رینولدز در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۰.۸۵

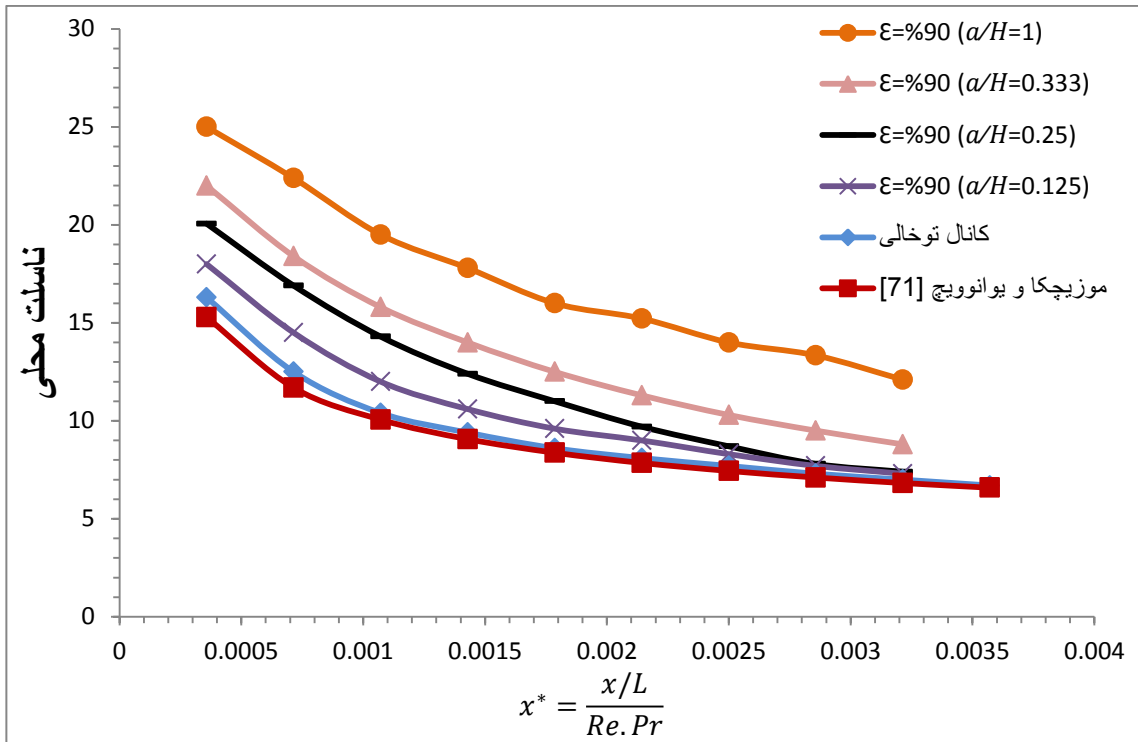


شکل ۲۰-۵ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر آلومینیوم به مس در کانال با فیبر ۸۵٪ و نسبت ارتفاع‌های مختلف تغییر ضریب انتقال حرارت هدایتی در کانال حاوی فیبر متخلخل ۸۵٪، باعث تغییرات ناسلت میانگین تا بیش از ۲۰٪ می‌شود. همان‌طور که در گذشته نتیجه‌گیری شد این تغییر در اعداد رینولدز پایین‌تر قابل محسوس‌تر می‌باشد.

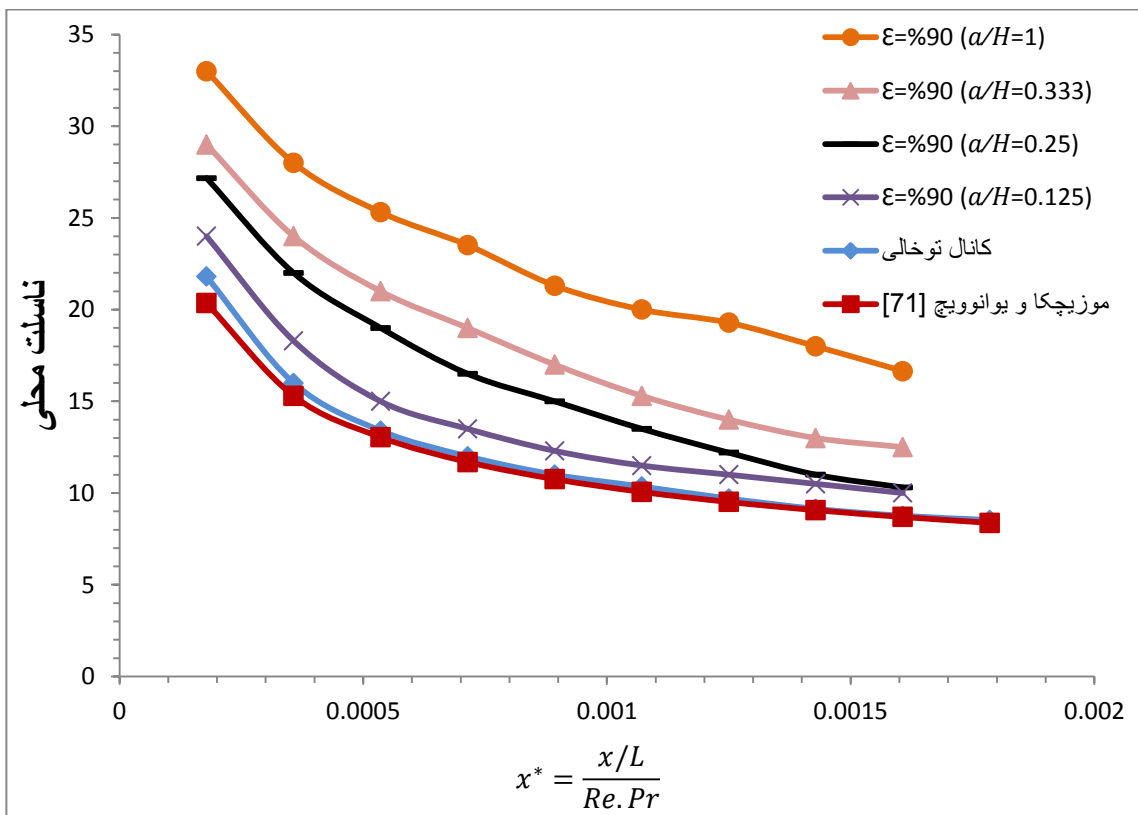
۵-۲-۲ عدد ناسلت در کانال حاوی فیبر متخلخل از جنس مس با نسبت تخلخل ۹۰٪



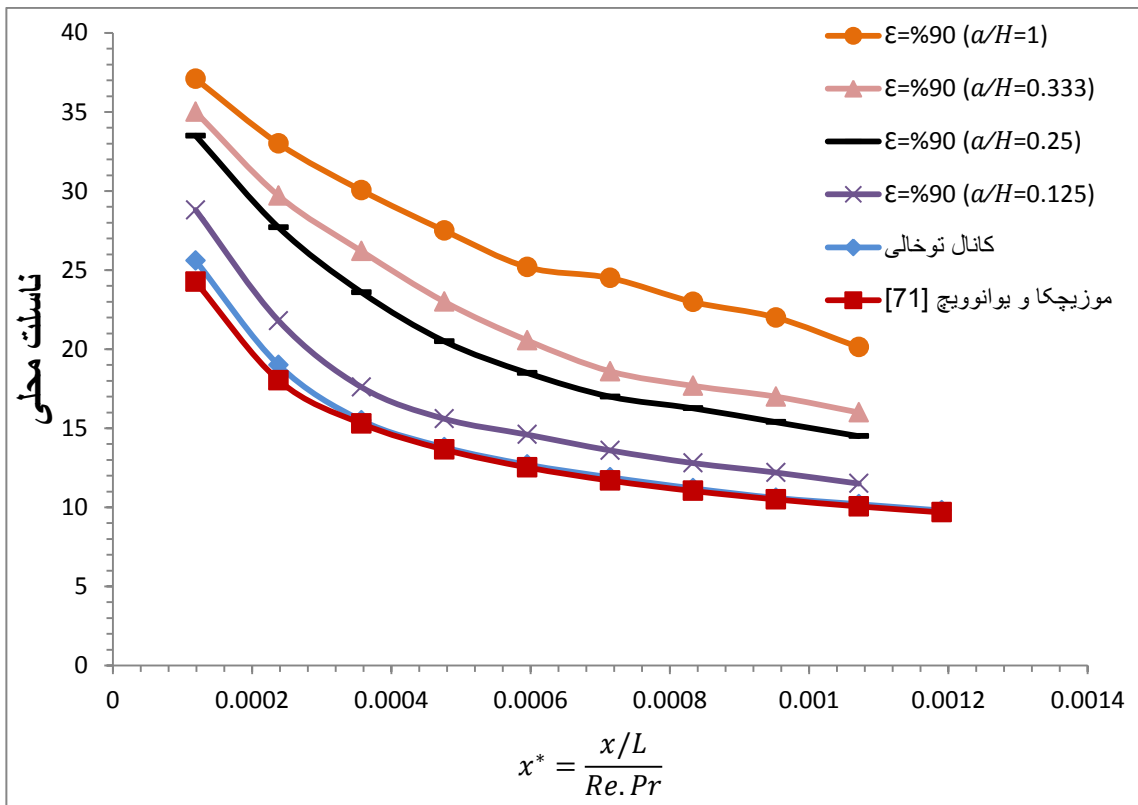
شکل ۲۱-۵ نمودار ناسلت محلی بر حسب  $x^*$  در کانال نیمه‌پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۵۰



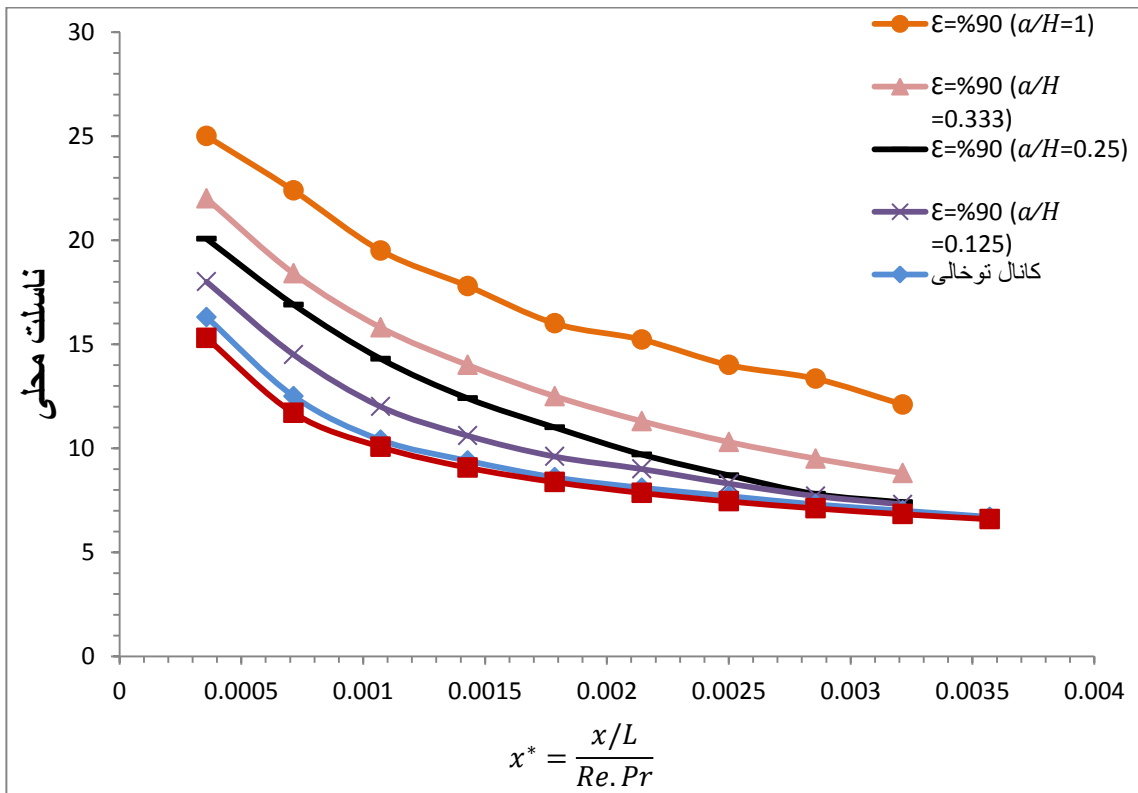
شکل ۵-۲۲ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۱۰۰



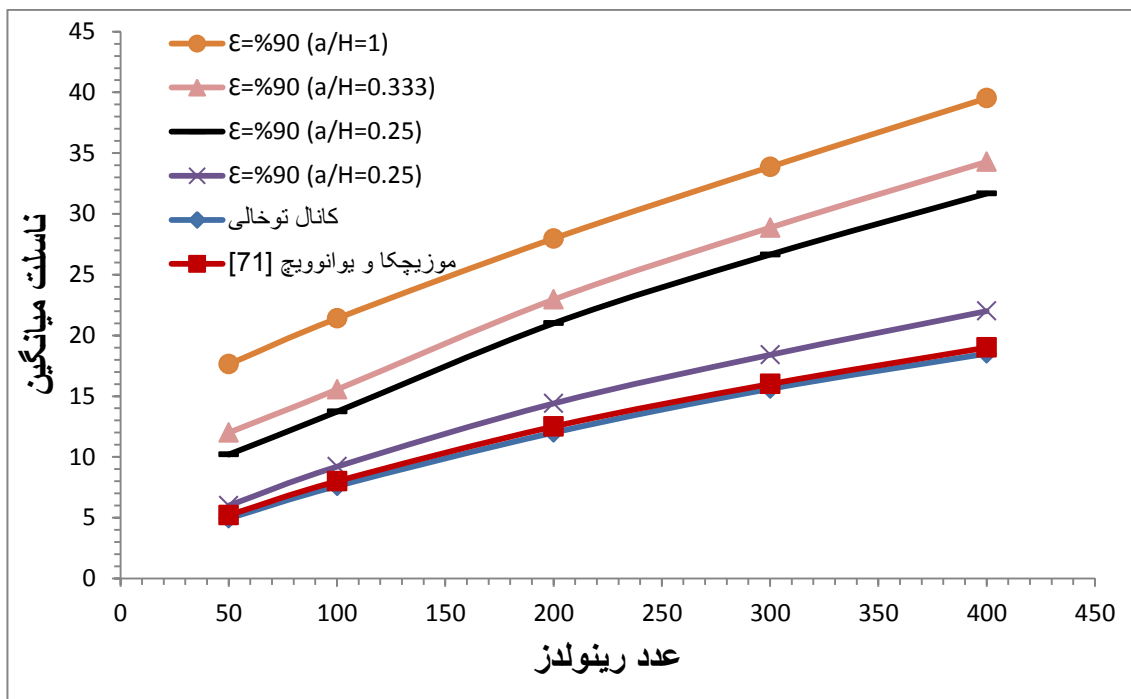
شکل ۵-۲۳ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۲۰۰



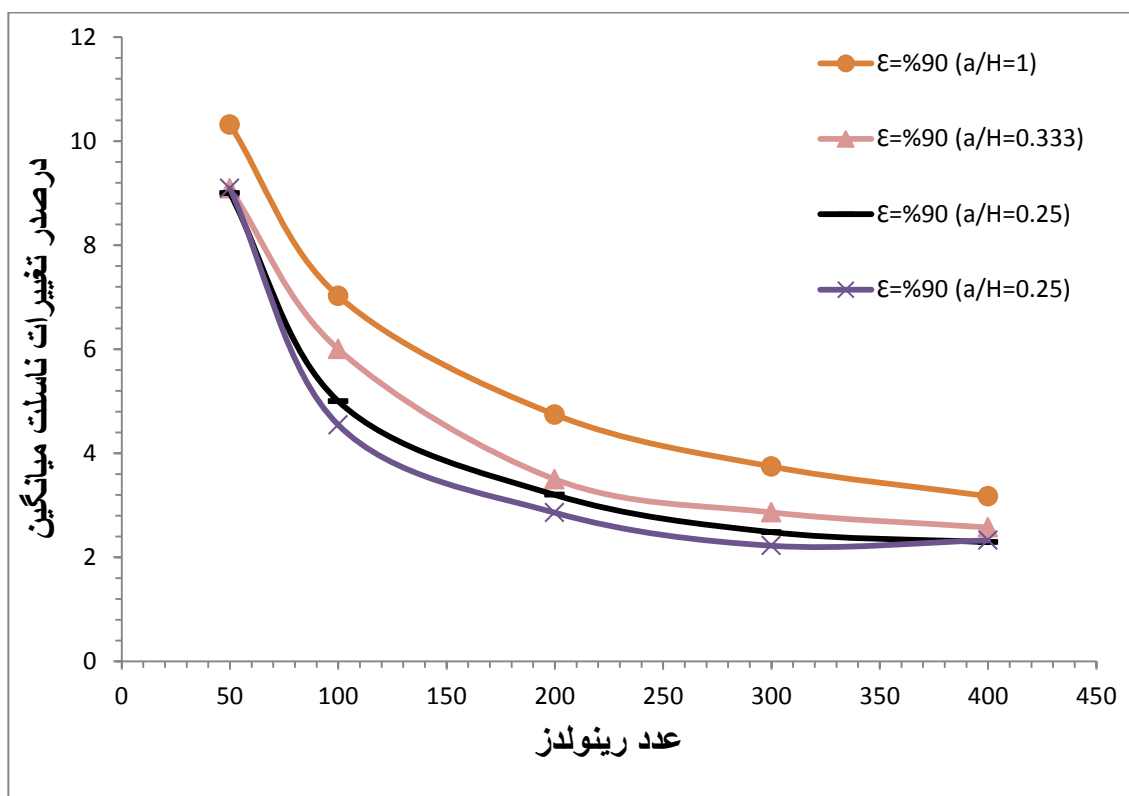
شکل ۲۴-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۳۰۰



شکل ۲۵-۵ نمودار ناسلت محلی برحسب  $x^*$  در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪ در رینولدز ۴۰۰



شکل ۲۶-۵ نمودار ناسلت میانگین بر حسب عدد رینولدز در کانال نیمه پر مسی با نسبت تخلخل ۹۰٪.



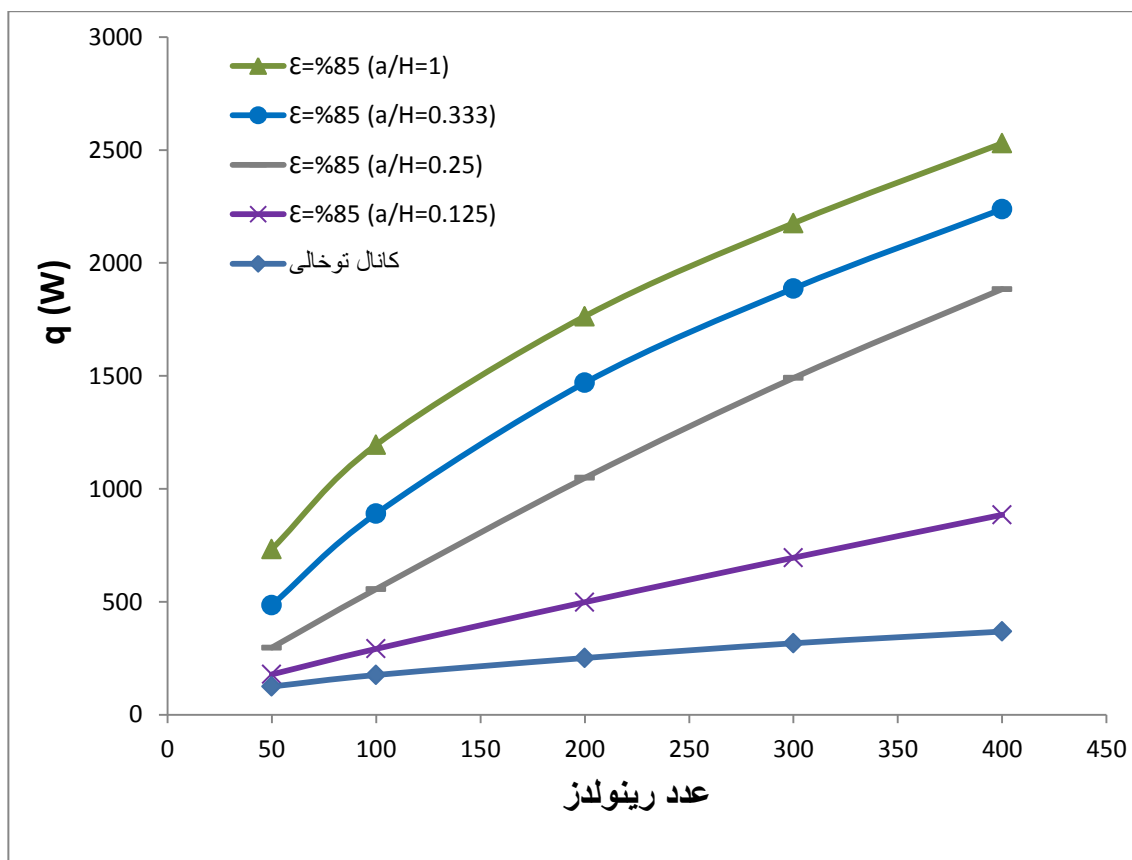
شکل ۲۷-۵ درصد تغییرات ناسلت میانگین با تغییر آلومینیوم به مس در کانال با فیبر ۹۰٪ و نسبت ارتفاع‌های

مختلف

شکل ۵-۲۷ تغییر ضریب انتقال حرارت هدایتی در کانال حاوی فیبر متخلخل ۹۰٪ را نشان می‌دهد. همان‌طور که در گذشته نتیجه‌گیری شد این تغییر در اعداد رینولدز پایین‌تر قابل محسوس‌تر می‌باشد. از مقایسه شکل ۵-۲۰ و ۵-۲۷ مشخص می‌شود تأثیر تغییر ضریب انتقال حرارت هدایتی در کانال حاوی فیبر متخلخل با نسبت تخلخل کمتر بیشتر می‌باشد.

### ۵-۳ تغییرات و مقایسه انرژی‌ها

در آخرین مرحله نمودار افزایش انرژی حرارتی انتقال‌یافته و توان موردنیاز پمپاژ سیال در کانال نیمه‌پر با دو نسبت تخلخل ۸۵٪ و ۹۰٪ با نسبت ارتفاع‌های مختلف در مقایسه با کانال توخالی برحسب عدد رینولدز گزارش شده است. همچنین تأثیر تغییر ضریب هدایت حرارتی فیبرها بر روی انرژی حرارتی منتقل‌شده نیز ارائه گردیده است.

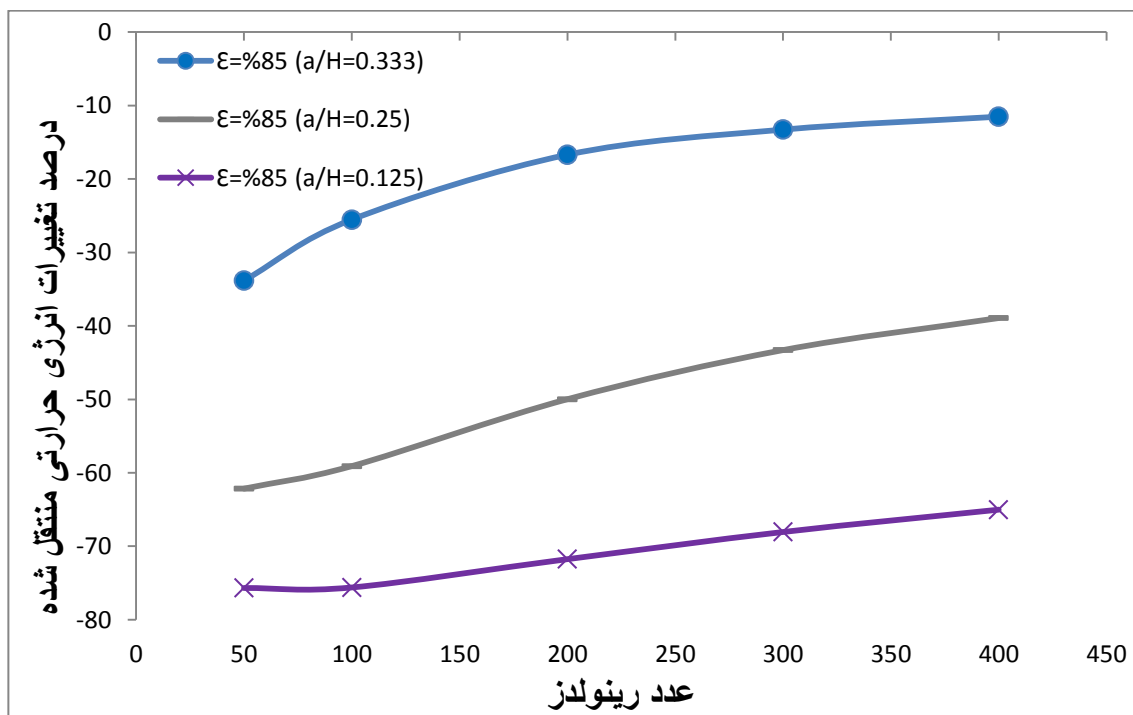


شکل ۵-۲۸ شار حرارتی منتقل‌شده از دیواره کانال نیمه‌پر آلومینیومی در نسبت تخلخل ۸۵٪

همان‌طور که در شکل ۵-۲۸ مشخص می‌باشد، کانال‌های نیمه‌پر نسبت به کانال پر شده با فیبر متخلخل مقدار انرژی حرارتی کمتری منتقل می‌کنند. لازم است درصد کاهش انتقال حرارت بررسی شود. شکل ۵-۲۹ جهت این امر تهیه گردیده است و درصد تغییرات انرژی حرارتی منتقل شده کانال‌های نیمه‌پر با نسبت ارتفاع‌های مختلف، نسبت به کانال پر شده از فیبر آلومینیومی را نشان می‌دهد. بدیهی است هرچه نسبت ارتفاع کمتر شود، انرژی حرارتی کمتری منتقل می‌شود و درصد تغییرات بزرگ‌تر می‌شود. درصد تغییرات از رابطه زیر به دست آمده است:

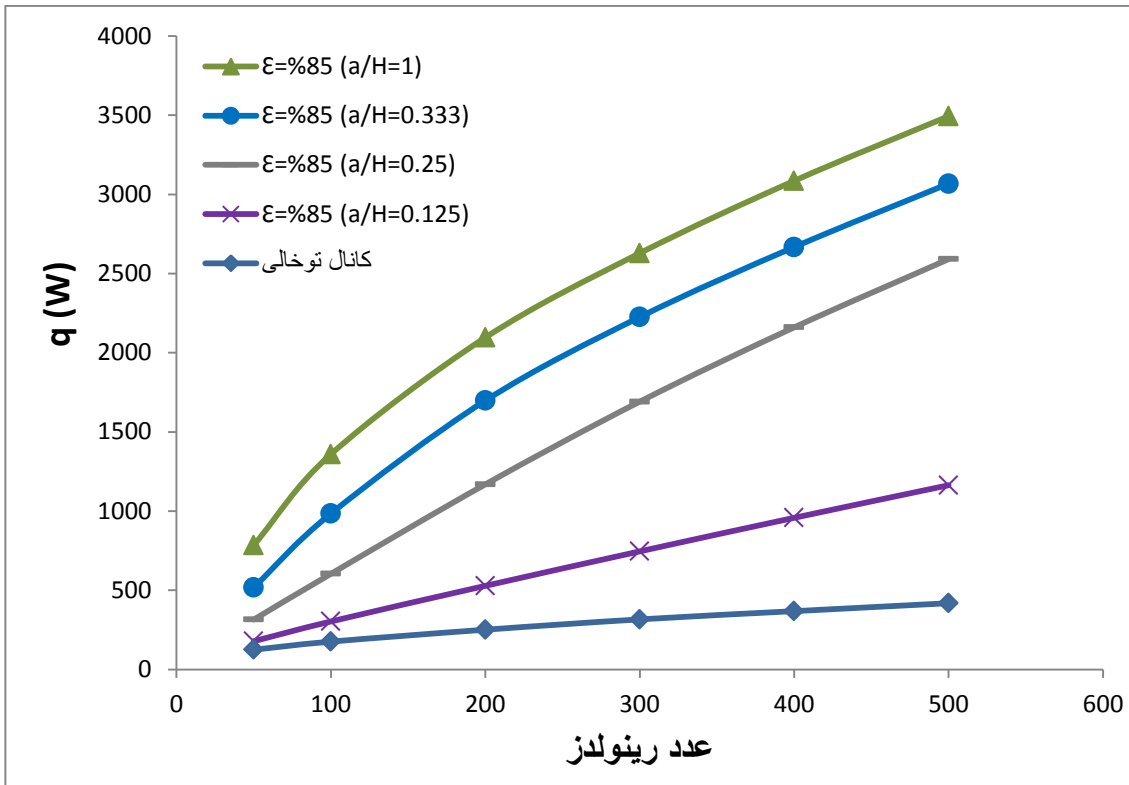
انرژی منتقل شده توسط کانال نیمه‌پر - انرژی منتقل شده توسط کانال پر

$$(۱-۵) \quad \text{درصد تغییرات} = \frac{\text{انرژی منتقل شده توسط کانال نیمه پر} - \text{انرژی منتقل شده توسط کانال پر}}{\text{انرژی منتقل شده توسط کانال پر}} * ۱۰۰$$

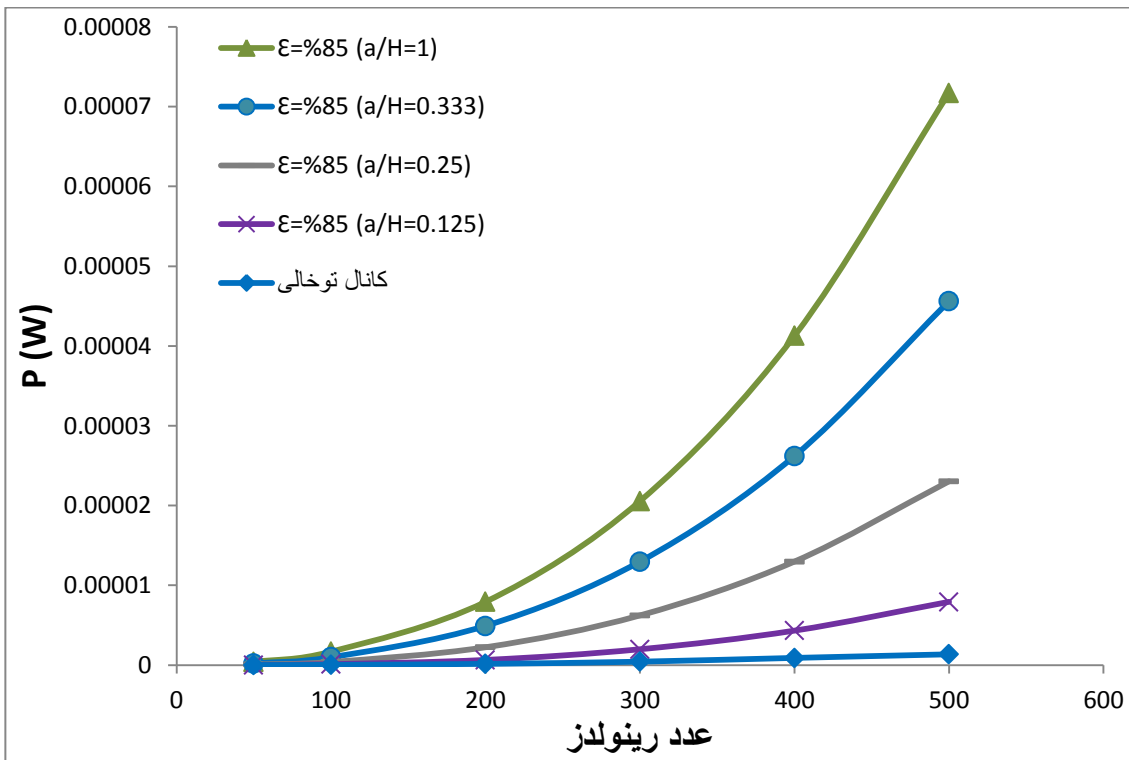


شکل ۵-۲۹ درصد تغییرات انرژی حرارتی منتقل شده در نسبت تخلخل ۸۵٪ در کانال نیمه‌پر آلومینیومی



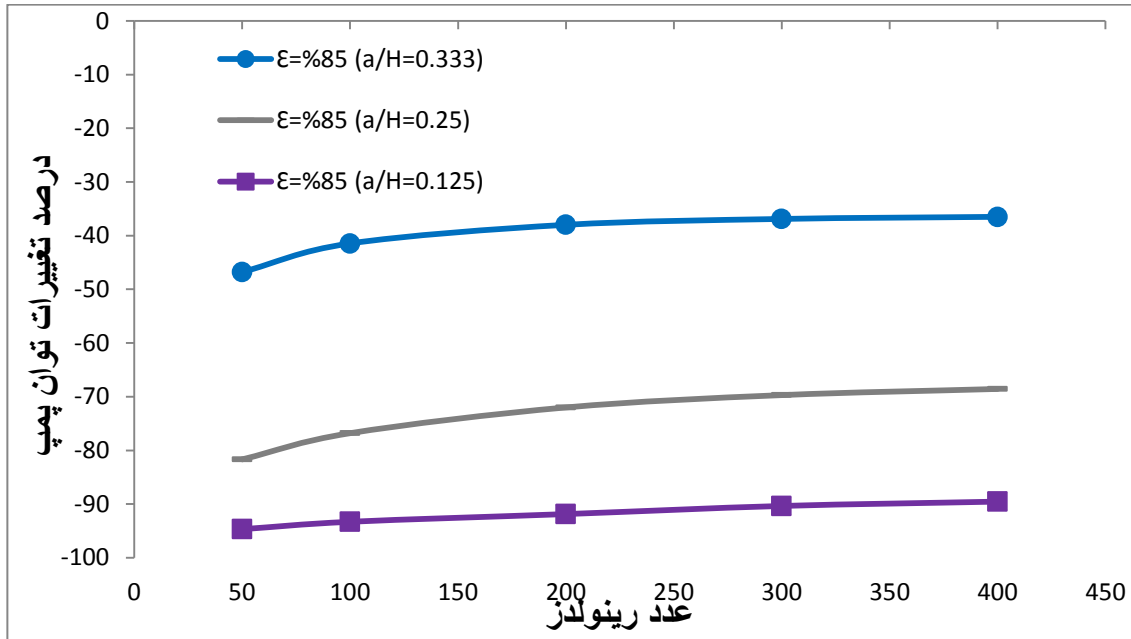


شکل ۳۰-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه‌پرسی در نسبت تخلخل ۸۵٪.

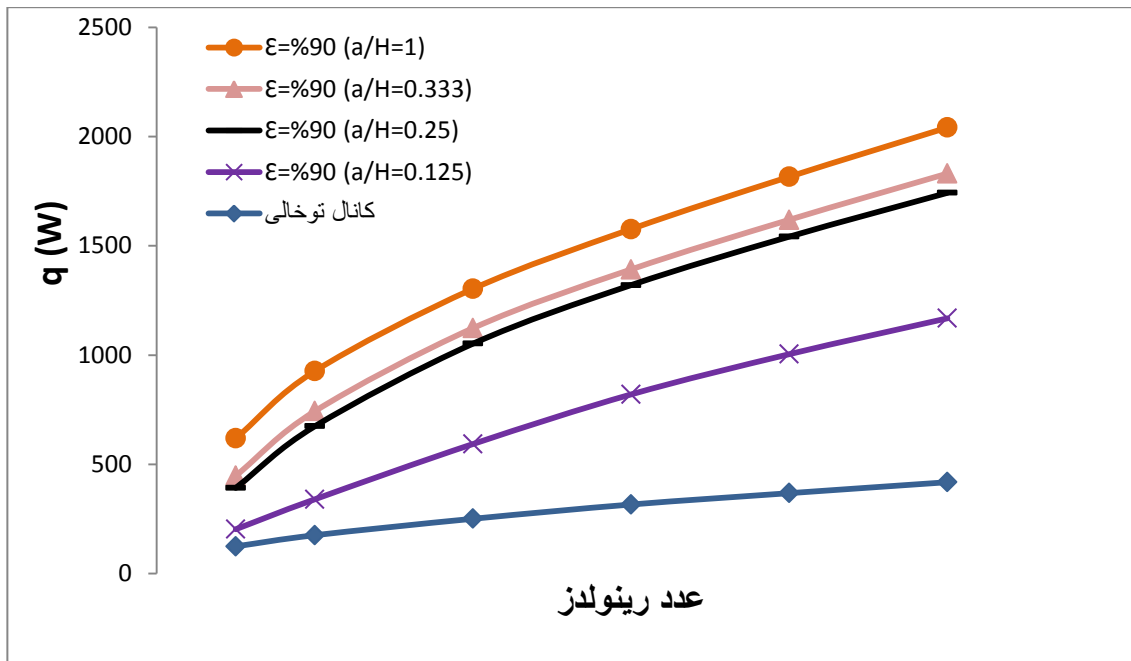


شکل ۳۱-۵ مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال در کانال نیمه‌پرسی با فیبر متخلخل ۸۵٪.

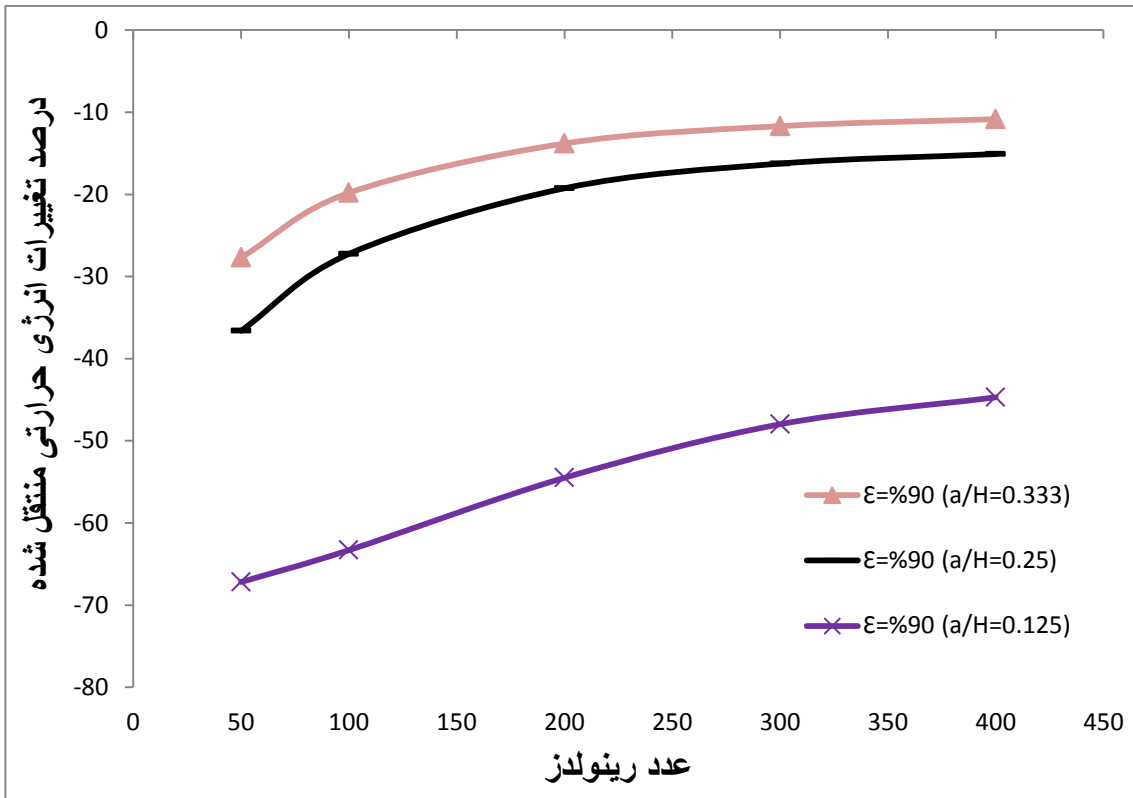
همانند انرژی حرارتی، با به کارگیری کانال نیمه پر توان مورد نیاز پمپ نیز دستخوش تغییرات می شود از این رو درصد کاهش توان مورد نیاز پمپ با استفاده از کانال توخالی در شکل ۳۲-۵ گزارش شده است.



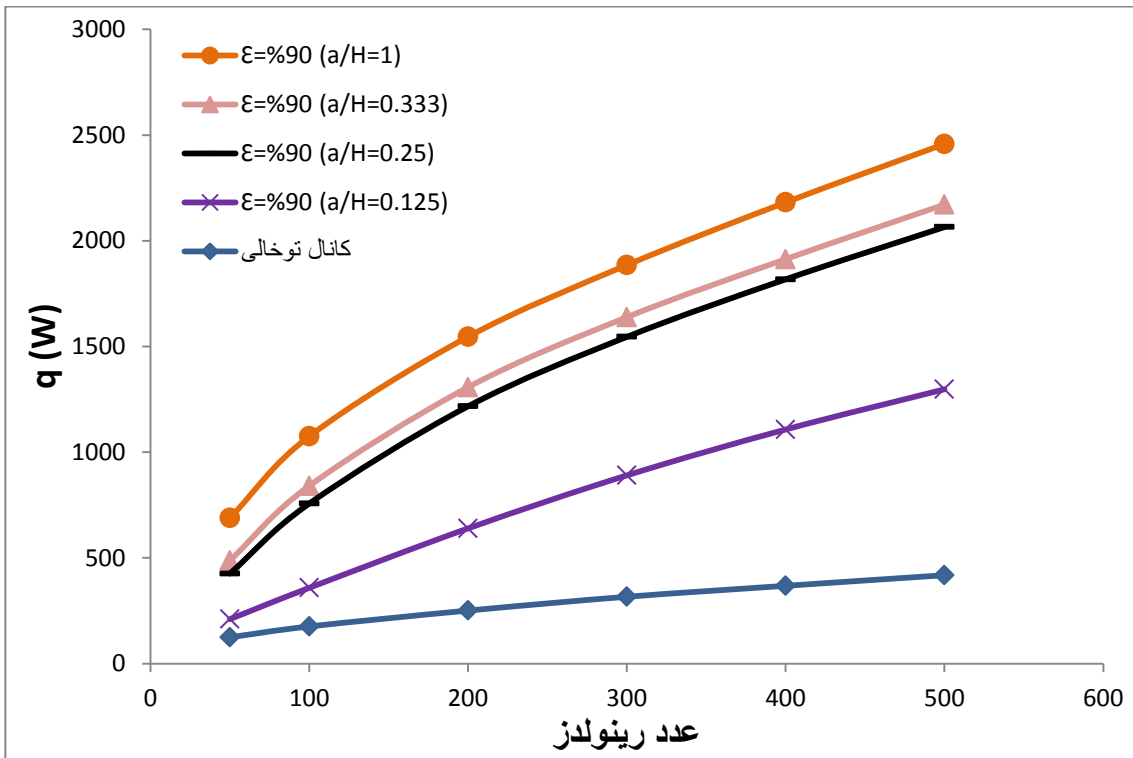
شکل ۳۲-۵ درصد تغییرات توان پمپ در نسبت تخلخل ۸۵٪.



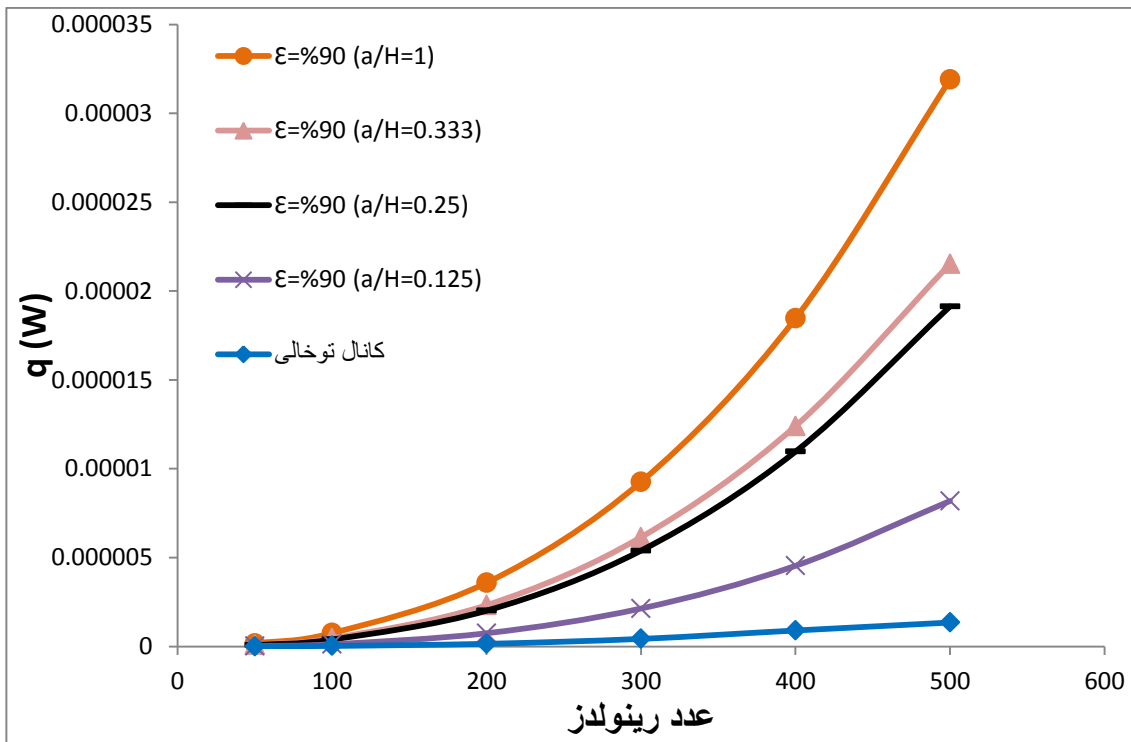
شکل ۳۳-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه پر آلومینیومی در نسبت تخلخل ۹۰٪.



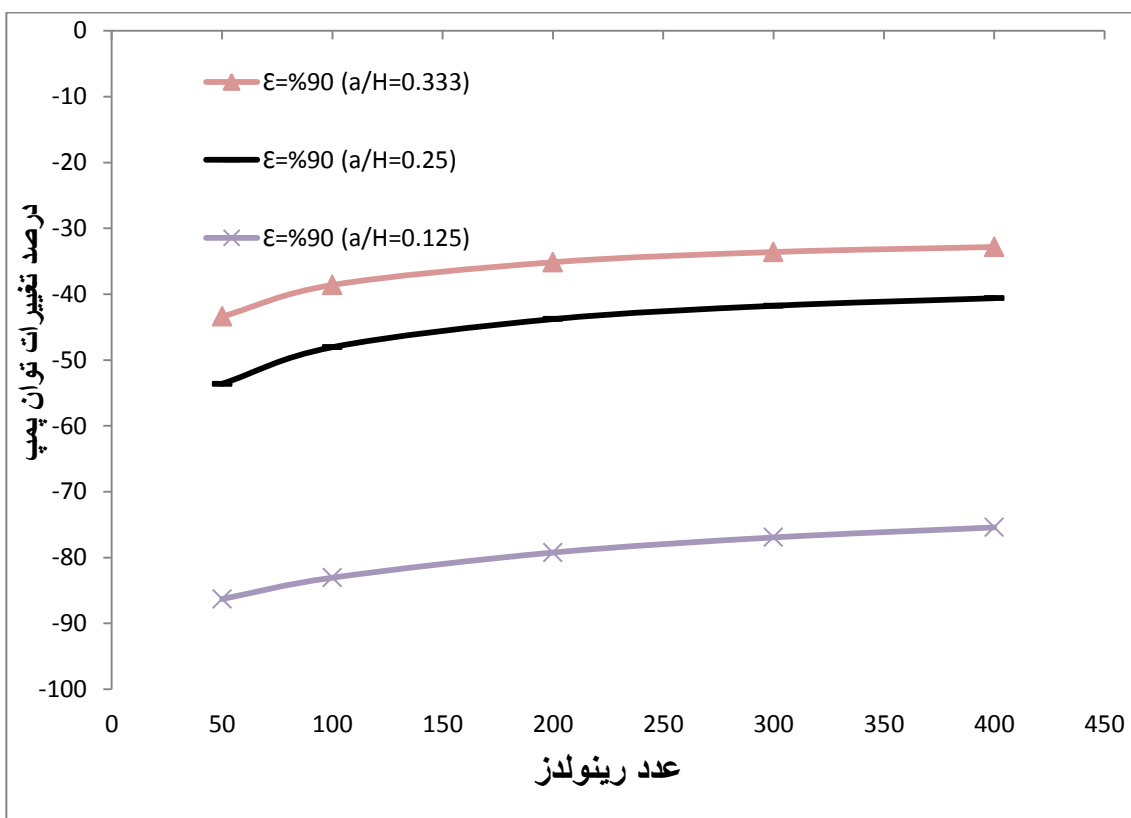
شکل ۳۴-۵ درصد تغییرات انرژی حرارتی منتقل شده در نسبت تخلخل ۹۰٪ در کانال نیمه پر آلومینیومی



شکل ۳۵-۵ شار حرارتی منتقل شده از دیواره کانال نیمه پر مسی در نسبت تخلخل ۹۰٪



شکل ۵-۳۶ مقدار توان لازم جهت پمپاژ سیال در کانال نیمه پر با فیبر متخلخل ۹۰٪



شکل ۵-۳۷ درصد تغییرات توان پمپ در نسبت تخلخل ۹۰٪

در نمودارهای گزارش شده در شکل های ۵-۲۹، ۵-۳۲، ۵-۳۴ و ۵-۳۷ که درصد کاهش تغییرات انرژی حرارت منتقل شده و توان موردنیاز پمپاژ به واسطه استفاده از کانال نیمه پر را نشان می دهد، مشخص می گردد که به کارگیری کانال نیمه دارای مزایا و معایبی می باشد. اصلی ترین مزیت آن کاهش افت فشار و بزرگ ترین عیب آن کاهش انرژی حرارتی منتقل شده است. برای این مسئله حالت بهینه ای وجود ندارد و باید با توجه به اولویت انرژی موردنظر، حرارتی (انرژی حرارتی منتقل شده) و یا الکتریکی (انرژی موردنیاز برای پمپاژ سیال) و بررسی نتایج گزارش شده حالت بهینه انتخاب شود.



## ۶ فصل ششم: نتیجه گیری

مهم ترین نتایج به دست آمده از مطالعات انجام گرفته در این پژوهش را می توان به صورت

زیر خلاصه نمود:

۱- وجود محیط متخلخل در کانال جریان با افزایش ضریب هدایت حرارتی مؤثر جریان و سطح تبادل حرارت با سیال کاری سیستم، باعث افزایش بیش تر دمای سیال می گردد. در مقابل به دلیل ایجاد مقاومت بیش تر در برابر جریان باعث افزایش افت فشار و کاهش سرعت سیال می گردد.

۲- با کاهش نسبت تخلخل میزان انتقال حرارت به سیال و افت فشار افزایش می یابد. بدیهی است با افزایش افت فشار به انرژی بیشتری جهت پمپاژ سیال نیاز است اما در کانال هایی با طول کم، میزان انرژی مورد نیاز جهت پمپاژ سیال در مقایسه با انرژی حرارتی منتقل شده اندک می باشد.

۳- افزایش ضریب انتقال حرارت هدایتی از آلومینیوم به مس باعث افزایش ناسلت میانگین می شود و هرچه نسبت تخلخل کمتر باشد، درصد تغییرات افزایش می یابد به طوری که در نسبت تخلخل ۶۶٪ حدود ۲.۵ برابر نسبت تخلخل ۹۰٪، درصد تغییرات بیشتر بوده است.

۴- افزایش ضریب انتقال حرارت هدایتی از آلومینیوم به مس، به بهبود افزایش انتقال حرارت تا حدود ۲۲٪ کمک کرده است. هرچه نسبت تخلخل و عدد رینولدز افزایش یافته اند نقش ضریب انتقال حرارت هدایتی در افزایش انتقال حرارت پررنگ تر شده است.

۵- در کانال های نیمه پر با کم شدن نسبت ارتفاع ناسلت محلی کاهش می یابد و هرچه نسبت ارتفاع کمتر می شود اعداد ناسلت محلی به سمت اعداد ناسلت محلی برای

کانال توخالی میل می‌کنند.

۶- تغییر ضریب انتقال حرارت هدایتی از آلومینیوم به مس در کانال نیمه‌پر حاوی فیبر

متخلخل ۰.۸۵٪، باعث تغییرات ناسلت میانگین تا بیش از ۲۰٪ می‌شود.

۷- همانند انرژی حرارتی، با به‌کارگیری کانال نیمه‌پر توان موردنیاز پمپ نیز کاهش

می‌یابد.



## ۷ فصل هفتم: کارهای آینده

در این پژوهش نتایج حل عددی جریان سیال در داخل کانال متخلخل بر اساس حل در مقیاس حفره ارائه شده است. در زمینه حل در مقیاس حفره در محیط متخلخل کارهای بسیار کمی انجام شده است. در نتیجه در ادامه پیشنهادهایی برای ادامه کار حاضر به صورت فهرستوار ارائه می شود:

۱- اعداد رینولدز و پرانتل محدودی در حل حاضر استفاده شده است، در نتیجه استفاده از

روش

حاضر برای تعداد بیشتری از اعداد رینولدز و پرانتل توصیه می شود.

۲- می توان شرایط مرزی حرارتی مختلفی برای مسئله حاضر در نظر گرفت، به عنوان مثال به جای این که دیواره ها با دمای ثابت باشند، می توان آن ها را با شار حرارتی ثابت فرض کرد، به گونه ای که فیبرهای جامد هادی حرارت باشند.

۳- به علت به کار گرفتن معادلات حالت دائم در تحقیق حاضر اثر جدایش گردابه ها نادیده گرفته شده است، بنابراین می توان با در نظر گرفتن معادلات به صورت غیر دائم اثرات این پدیده را در حل بررسی نمود.

۴- می توان با بهره گیری از شبکه بندی بزرگ تر و استفاده از روش حل بهینه تر میدان حل را بزرگ تر و به مثال های عملی تر تبدیل نمود.

۵- در تحقیق حاضر خواص سیال و جامد ثابت فرض شده است، لذا بررسی مجدد مسئله در حالتی که خواص وابستگی به دما و سایر پارامترها داشته باشند، پیشنهاد می شود.

۶- تغییر سیال عامل و مدل سازی سیالات جدید مانند نانو سیالات که به دلیل دارا بودن نانو ذرات فلزی ضریب انتقال حرارت بالاتری دارند.

۷- توسعه و بهبود روش های ساخت فوم های فلزی باهدف افزایش تخلخل و تراوایی آن ها به منظور کاهش افت فشار در برابر جریان.

- [١] Blythe PA, Simpkins PG, Daniels PG. Thermal cavitation in a cavity filled with a porous medium: a classification of limiting behavior. *Int J Heat Mass Transfer* ١٩٨٣;٢٦:٧٠١-٨.
- [٢] Daniels PG. A numerical solution of vertical boundary layer equations in a horizontally heated porous cavity. *J Eng Mathemat* ١٩٨٣;١٧:٢٨٥-٣٠٠.
- [٣] Simpkins PG, Blythe PA. Convection in a porous layer. *Int J Heat Mass Transfer* ١٩٨٠;٢٣:٨٨١-٧.
- [٤] Weber JE. The boundary layer regime for convection in a vertical porous layer. *J Heat Mass Transfer* ١٩٧٥;١٨:٥٦٩-٧٣.
- [٥] Burns PJ, Chow LC, Tien CL. Convection in vertical slot filled with porous insulation. *Int J Heat Mass Transfer* ١٩٧٧;٢٠:٩١٩-٢٦.
- [٦] Walker KL, Homsy GM. Convection in a porous cavity. *J Fluid Mech* ١٩٧٨;٩٧:٤٤٩-٧٤.
- [٧] Hickox CE, Gartling DK. A numerical study of natural convection in a horizontal porous layer subjected to an end-to-end temperature difference. *ASME J Heat Transfer* ١٩٨١;١٠٣:٧٩٧-٨٠٢.
- [٨] Tong TW, Subramanian E. A boundary layer analysis for natural convection in porous enclosure – use of Brinkman extended Darcy model. *Int J Heat Mass Transfer* ١٩٨٥;٢٨:٥٦٣-٧١.
- [٩] Wooding, R. A. ١٩٥٧ Steady state free thermal convection of liquid in a saturated permeable medium. *J. Fluid Mech.* ٢, ٢٧٣-٢٨٥.
- [١٠] Beckermann C, Viskanta R, Ramadhyani S. A numerical study of non-Darcian natural convection in a vertical enclosure filled with a porous medium. *Numer Heat Transfer* ١٩٨٦;١٠:٥٥٧-٧٠.
- [١١] Lauriat G, Prasad V. Natural convection in a vertical porous cavity: a numerical study for Brinkman-extended Darcy formulation. *ASME J Heat Transfer* ١٩٨٧;١٠٩:٦٨٨-٩٦.
- [١٢] Vasseur P, Wang CH, Sen M. Natural convection in an inclined rectangular porous slot: the Brinkman-extended Darcy model. *ASME J Heat Transfer* ١٩٩٠;١١٢:٥٠٧-١١.
- [١٣] Tien CL, Hong JT. Natural convection in porous media under non-Darcian and non-uniform permeability conditions. In: Kakas S, Aung W, Viskanta R, editors. *Natural convection*. Washington, DC: Hemisphere Publishing; ١٩٨٥. p. ٥٧٣-٨٧.
- [١٤] Mharzi M, Daguinet M, Daoudi S. Thermosolutal natural convection in a vertically layered fluid-porous medium heated from the side. *Energ Conver Manage* ٢٠٠٠;٤١:١٠٦٥-٩٠.
- [١٥] Le Breton P, Caltagirone JP, Arquis E. Natural convection in a square cavity with thin porous layers on its vertical walls. *ASME J Heat Transfer* ١٩٩١; ١١٣:٨٩٢-٨.

- [16] Krishnan S, Murthy JY, Garimella SV. A two-temperature model for the analysis of passive thermal control systems. *ASME J Heat Transfer* 2004; 126:628-37. 76
- [17] Kibboua R, Azzi A. Laminar film condensation on an elliptical tube embedded in porous media. *Energ Convers Manage* 2005; 46:2309-22.
- [18] K. Oyakawa and I. Mabuchi, Fluid flow and heat transfer in a parallel plate duct containing a cylinder, *Trans. J.S.M.E. (B)* (1981), pp. 47-51.
- [19] A. Zukauskas, Convective heat transfer in cross flow, in: S. Kakac, R.K. Shah, W. Aung (Eds.), *Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer*, Wiley, New York, 1987 (Chapter 6).
- [20] Kuwahara, F., Shiota, M. and Nakayama, A. 2001 A numerical study of interfacial convective heat transfer coefficient in two-energy model for convection in porous media. *Int. J. Heat Mass Transfer* 44, 1103-1109.
- [21] Coulaud O, Morel P, Caltagirone JP. Numerical modeling of nonlinear effects in laminar flow through a porous medium. *J Fluid Mech* 1988; 190:393-407.
- [22] Idris Z, Org'eas L, Geindreau C, Bloch J-F, Auriault J-L. Micro structural effects on the flow law of power-law fluids through fibrous media. *Modell Simul Mater Sci Eng* 2004; 12:990-1010.
- [23] A.R. Martin, C. Saltiel and W. Shyy, Frictional losses and convective heat transfer in sparse, periodic cylinder arrays in cross flow, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1998; 41:2383-2397.
- [24] D. Ghosh Roychowdhury, Sarit Kumar Das and T. Sundararajan, Numerical simulation of laminar flow and heat transfer over banks of staggered cylinders, *Int. J. for numerical methods in fluids*, 2002; 39:23-40.
- [25] V.K. Mandhani, R.P. Chhaabra and V. Eswaran, Forced convection heat transfer in tube banks in cross flow, *Chem. Eng. Sci.* 57 (2002), pp. 379-391.
- [26] Marcelo B. Saito, Marcelo J.S. de Lemos, Interfacial heat transfer coefficient for non-equilibrium convective transport in porous media, *Int. communications in heat and mass transfer*, 32 (2005), pp. 666-667.
- [27] Benarji, N., Balaji, C., and Venkateshan, S. P., "Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes," *Heat Mass Transfer*, DOI 10.1007/s00231-007-0206-0, 2007.
- [28] Jeong, N., Choi, D.H., Lin, C.L, Prediction of Darcy-Forchheimer drag for micro-porous structures of complex geometry using the lattice Boltzmann method, 2006 *J. Micromech. Microeng.* 16 2240-2250.
- [29] A.K. Saha, S. Acharya, Unsteady simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel with periodic array of cubic pin-fins, *Numer. Heat Transfer (Part A)* 46 (2004) 731-763.
- [30] Pei-Xue Jiang and Xiao-Chen Lu, "Numerical Simulation and Theoretical Analysis of Thermal Boundary Characteristics of Convection

Heat Transfer in Porous Media", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 28, pp. 1144-1156, 2007.

[31] Jiang P X, Wang Z, Ren Z P. Experimental research of forced convection heat transfer in plate channel filled with glass or metallic particles. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 20: 40-44.

[32] P.X. Jiang, M. Li, T.J. Lu, L. Yu, Z.P. Ren, Experimental research on convection heat transfer in sintered porous plate channels, Int. J. Heat Mass Transfer 47 (2004) 2080-2096. 77

[33] Pei-Xue Jiang, Rui-Na Xu, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Mini-Fin Structures, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 28, pp. 1167-1177, 2007.

[34] G.J. Vanfossen, Heat-transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, ASME J. Eng. Power 104 (1982) 268-274.

[35] B.A. Brigham, G.J. Vanfossen, Length to diameter ratio and row number effects in short pin fin heat transfer, ASME J. Eng. Gas Turbines Power 106 (1984) 241-244.

[36] D.E. Metzger, C.S. Fan, S.W. Haley, Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays, J. Eng. Gas Turbines Power 106 (1984) 202-207.

[37] J. Armstrong, D. Winstanley, A review of staggered array pin fin heat transfer for turbine cooling applications, ASME J. Turbomach. 110 (1988) 94-103.

[38] B.A. Jubran, M.A. Hamdan, R.M. Abdualh, Enhanced heat transfer, missing pin, and optimization for cylindrical pin fin arrays, ASME J. Heat Transfer 115 (1993) 576-583.

[39] M.A. Tahat, R.F. Babus'Haq, S.D. Probert, Forced steady-state convections from pin-fin arrays, Appl. Energy 48 (1994) 330-351.

[40] R.F. Babus'Haq, K. Akintunde, S.D. Probert, Thermal performance of a pin-fin assembly, Int. J. Heat Fluid Flow 16 (1995) 50-55.

[41] V.B. Grannis, E.M. Sparrow, Numerical simulation of fluid flow through an array of diamond-shaped pin fins, Numer. Heat Transfer (Part A) 19 (1991) 381-403.

[42] H.I. You, C.H. Chang, Determination of flow properties in non-Darcian flow, ASME J. Heat Transfer 119 (1997) 190-192.

[43] A.K. Saha, S. Acharya, Unsteady simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel with periodic array of cubic pin-fins, Numer. Heat Transfer (Part A) 46 (2004) 731-763.

[44] O.N. Sara, S. Yapici, M. Yilmaz, T. Pekdemir, Second law analysis of rectangular channels with square pin-fins, Int. Commun. Heat Mass Transfer 28 (2001) 617-630.

[45] Timothy J. Young, Kambiz Vafai, Convective cooling of a heated obstacle in a channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 3131-3148, 1998.

- [٤٦] A. Pourshaghaghay, A. Hakkaki-Fard, and A. Mahdavi-Nejad, "Direct simulation of natural convection in square porous enclosure," *Energy Convers. Manage.* ٤٨, ١٥٧٩ (٢٠٠٧).
- [٤٧] A. Tamayol, A. Tamayol, "Thermal Assessment of Forced Convection Through Metal Foam Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer* NOVEMBER ٢٠١١, Vol. ١٣٣ / ١١١٨٠١-١
- [٤٨] D.A. Nield, A. Bejan, *Convection in Porous Media*, third ed., Springer-Verlag, New York, ٢٠٠٦.
- [٤٩] Beck, J. L. ١٩٧٢ Convection in a box of porous material saturated with fluid. *Phys. Fluids* ١٥, ١٣٧٧-١٣٨٣.
- [٤٥] Batchelor, G. K. ١٩٦٧ *An Introduction to Fluid Dynamics*, Cambridge University Press.
- [٥١] Joseph, D. D., Nield, D. A. and Papanicolaou, G. ١٩٨٢ Nonlinear equation governing flow in a saturated porous medium. *Water Resources Res.* ١٨, ١٠٤٩-١٠٥٢ and ١٩, ٥٩١. ٧٨
- [٥٢] Ward, J. C. ١٩٦٤ Turbulent flow in porous media. *ASCE J. Hydraul. Div.* ٩٠ (HY٥), ١-١٢.
- [٥٣] Ergun, S. ١٩٥٢ Fluid flow through packed columns. *Chem. Engrg. Prog.* ٤٨, ٨٩-٩٤.
- [٥٤] Beavers, G. S., Sparrow, E. M. and Rodenz, D. E. ١٩٧٣ Influence of bed size on the flow characteristics and porosity of randomly packed beds of spheres. *J. Appl. Mech.* ٤٠, ٦٥٥-٦٦٠.
- [٥٥] Durlafsky, L. and Brady, J. F. ١٩٨٧ Analysis of the Brinkman equation as a model for flow in porous media, *Phys. Fluids* ٣٠, ٣٣٢٩-٣٣٤١.
- [٥٦] Rubinstein, J. ١٩٨٦ Effective equations for flowing random porous media with a large number of scales. *J. Fluid Mech.* ١٧٠, ٣٧٩-٣٨٣.
- [٥٧] Wakao, N. and Kaguei, S. ١٩٨٢ *Heat and Mass Transfer in Packed Beds*, Gordon and Breach, New York.
- [٥٨] Hwang, G. J., Wu, C. C. and Chao, C. H. ١٩٩٥ Investigation on non-Darcian forced convection in an asymmetrically heated sintered porous channel. *ASME J. Heat Transfer* ١١٧, ٧٢٥-٧٣٢.
- [٥٩] Dixon, A. G. and Cresswell, D. L. ١٩٧٩ Theoretical predictions of effective heat transfer mechanisms in regular shaped packed beds. *AIChE Journal* ٢٥, ٦٦٣-٦٧٦.
- [٦٠] Rees, D.A.S. ٢٠٠٦, microscopic modeling of the two-temperature model for convection in periodic and heterogeneous media, University of Bath, ١٩th/٢٠th June.
- [٦١] R.L. Webb, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York, ١٩٩٤.
- [٦٢] G. Lauriat, R. Ghafir, Forced convective transfer in porous media, in: K. Vafai, H.A. Hadim (Eds.), *Handbook of Porous Media*, Marcel Dekker, New York, ٢٠٠٠.

[۶۳] A.A. Mohamad, Heat transfer enhancements in heat exchangers fitted with porous media Part I: constant wall temperature, Int. J. Thermal Sciences ۴۲ (۲۰۰۳), ۳۸۵-۳۹۵.

[۶۴] Y. Yang, M. Hwang, Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer

characteristics in heat exchangers fitted with porous media, Int. J. Heat Mass Transfer ۵۲ (۲۰۰۹), ۲۹۵۶-۲۹۶۵.

[۶۵] Atul Kumar Singh, Pratibha Agnihotri, N.P. Singh, Ajay Kumar Singh, Transient and non-Darcian effects on natural convection flow in a vertical channel partially filled with porous medium: Analysis with Forchheimer-Brinkman extended Darcy model, Int. J. Heat Mass Transfer ۵۴ (۲۰۱۱), ۱۱۱۱-۱۱۲۰.

[۶۶] M.A. Al-Nimr, M.K. Alkam, Unsteady non-darcian fluid flow in parallel-plates channels partially filled with porous materials, Heat Mass Transfer ۳۳ (۱۹۹۸), ۳۱۵-۳۱۸.

[۶۷] D.A. Nield, A. Bejan, Convection in Porous Media, Springer, New York, ۲۰۰۶.

[۶۸] A. Bejan, Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc. New York, ۱۹۹۳.

[۶۹] A. Nakayama, PC-Aided Numerical Heat Transfer and Convective Flow, RC Press, Tokyo, ۱۹۹۵.

[۷۰] M. Kaviany, Principles of Heat Transfer in Porous Media, second ed., Springer, New York, ۱۹۹۵.

[۷۱] Y. S. Muzychka, M. M. Yovanovich, Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts, Journal of Heat Transfer FEBRUARY ۲۰۰۴, Vol. ۱۲۶ (۵۴-۶۱)

[۷۲] میرحسین سید هاشمی، مدل سازی جریان و انتقال حرارت در کانال های نیمه متخلخل با [۷۲] تزریق از دیوار، دانشگاه صنعتی شریف ۱۳۹۲

[۷۳] N. Dukhan, P. Patel, Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals, Experimental Thermal and Fluid Science ۳۲ (۵) (۲۰۰۸) ۱۰۵۹-۱۰۶۷.

[۷۴] M. Kamath, C. Balaji\*, S.P. Venkateshan, Convection heat transfer from aluminium and copper foams in a vertical channel e An experimental study, International Journal of Thermal Sciences ۶۴ (۲۰۱۳) ۱-۱۰

## **Abstract**

In this study, according to the increasing importance of energy in the world and in industries, and important role of heat transfer to save more energy and increasing of the efficiency, a trying to find the optimal heat transfer and pressure drop through the metal foam, in different shapes and Reynolds numbers has been carried out. Hydrodynamic and heat transfer experiments are conducted in a non-circular channel, containing symmetrically heated aluminium and copper foams of 4 mm thickness and porosity of 66%, 76%, 80% and 90%, with water as the cooling fluid. Then those parameters affecting the results like heat transport coefficient of conduction has been investigated. Finally, with changes in shape of foams in the center of the channel, heat transfer through the channels with partial metal foam has been carried out and comparison between fully load channel and partial load channel has been investigated.

**Keywords:** Metal foam, Porosity, Nusselt Number, CFD



**Shahrood University of Technology**

**Faculty of Mechanical Engineering**

**Numerical investigation of force convective heat  
transfer through the metal foam**

**Amin Aliakbarzadeh**

**Supervisor(s):**

**Dr.Mohammad Mohsen Shahmardan**

**Dr.Mohsen nazari**

**Date: September, ۲۰۱۴**