

بررسی اهمیت سازوکار مهاجرت گرمایی در مبدل‌های حرارتی اسفنجی با استفاده از شبیه‌سازی

محمدحسن پوررضائی (کارشناس ارشد)

محمدرضا ملایری* (استاد)

دانشکده مهندسی شیمی، نفت و گاز، دانشگاه شیراز

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۹)
دوره ۳-۳، شماره ۲، ص. ۵۱-۶۰

مبدل‌های حرارتی با ساختار اسفنج فلزی مزیت‌های بالقوه فراوان دارند اما، مهم‌ترین چالش این‌گونه مبدل‌ها تشکیل رسوب ذره‌بی بر اثر سازوکار مهاجرت گرمایی (ترموپورسیس) است. در این مطالعه عملکرد ترموهیدرولیکی مبدل حرارتی اسفنجی در حالت تمیز، تحت شرایط جابه‌جایی اجباری، گرادیان دمایی و سرعت‌های گوناگون، به‌منظور بررسی وجود یا عدم وجود سازوکار مهاجرت گرمایی، با کمک مدل‌سازی عددی شبیه‌سازی و با داده‌های آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که اختلاف دمای فاز سیال و جامد در ضخامت‌های مختلف اسفنج ناچیز است. بر این مبنای با توجه به این که بیشینه نیروی محرکه‌ی سازوکار مهاجرت گرمایی در حالت تمیز مبدل وجود دارد، می‌توان گفت که به دلیل تعادل گرمایی بین فاز سیال و جامد، اختلاف دما بین دو فاز ناچیز بوده و در نتیجه در مبدل دارای ساختار اسفنج آلومینیومی، سازوکار مهاجرت گرمایی نقشی در رسوب ریزذرات روی سطوح الیاف تحت شرایط جابه‌جایی اجباری ندارد.

واژگان کلیدی: مبدل حرارتی، اسفنج فلزی، شبیه‌سازی عددی، فلوئنت، مهاجرت گرمایی، تشکیل رسوب.

pourrezaei1991@gmail.com
malayeri@shirazu.ac.ir

۱. مقدمه

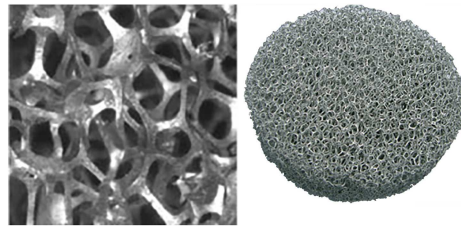
درون سلولی) که به دلیل هندسه‌ی پیچیده‌ی اسفنج (به عبارت دقیق‌تر مسیر جریان پر پیچ‌وخم درون اسفنج) وجود تعداد زیادی الیاف اتفاق می‌افتد (شکل ۱)، باعث افزایش اغتشاش و شکستن لایه‌ی مرزی گرمایی شده و در نتیجه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی به شدت افزایش می‌یابد.^[۱] همچنین سازوکار نامطلوب هدایتی در مبدل‌های حرارتی به دلیل دارا بودن ضریب مؤثر انتقال حرارت هدایتی نسبتاً بالا، بهبود می‌یابد.^[۵] از این رو اسفنج‌های فلزی سلول‌باز جذابیت بیشتری برای ساخت مبدل‌های حرارتی فشرده با کارایی بالا نسبت به پره‌های رایج دارند و نویدبخش نسل جدید مبدل‌های حرارتی برای کاربردهای مختلف مهندسی هستند.^[۶] همانند دیگر روش‌های افزایش انتقال حرارت مبتنی بر افزایش سطح، این روش نیز منجر به افزایش افت فشار در طول مبدل می‌شود. بنابراین ضروری است که با افزایش بیشینه‌ی کارایی حرارتی مبدل و افزایش نرخ انتقال حرارت، افت فشار در طول مبدل حداقل مقدار ممکن باشد. از این رو در این تحقیق کانال مبدل به صورت جزئی پر شده است تا هم از مزایای افزایش اغتشاش و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارتی بهره‌مند شویم و هم اثرات سوء افت فشار در کانال تقلیل یابد. به‌طور کلی دو مدل برای تحلیل عملکرد گرمایی محیط متخلخل وجود دارد:^[۸] ۱. مدل تعادل گرمایی مکانی (LTE)؛ ۲. مدل عدم تعادل گرمایی مکانی (LTNE).

به‌منظور بهبود انتقال حرارت به کمک افزایش سطح انتقال حرارت، پره‌ها به مبدل‌های دسته لوله اضافه شدند. در همین راستا، تحقیقات جدید حاکی از بهبود عملکرد مبدل حرارتی با جایگزینی اسفنج‌های فلزی به جای پره‌هاست^[۱] و لذا اسفنج‌های فلزی نامزد اصلی جایگزینی پره‌ها هستند.^[۲] اسفنج‌های فلزی موادی الیاف مانند هستند که به صورت سلول - واحدهای ۱۲ و ۱۴ وجهی در هم تنیده شده‌اند. محبوبیت روزافزون اسفنج‌های فلزی در زمینه‌ی انتقال حرارت و مکانیک سیالات به دلیل ویژگی‌های مکانیکی و فیزیکی منحصر به فرد آنهاست که مساحت سطح مخصوص بالا تا بسیار بالا، چگالی کم (متشکل از حدود ۹۰٪ هوا) و نفوذپذیری گاز بالا و هدایت گرمایی بالا برای اسفنج‌های سلول‌باز اشاره کرد. همچنین استحکام و مقاومت مکانیکی بالا، مقاومت مبدل را در برابر دما و فشار بالا، شک حرارتی، سایش و فرسایش، خوردگی و رطوبت به طور چشم‌گیری افزایش می‌دهد. نکته حائز اهمیت در استفاده از اسفنج‌های فلزی در مبدل‌های حرارتی، ضریب انتقال حرارت بالاست. سازوکار غالب در انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی سازوکار جابه‌جایی است. از این رو اسفنج‌های فلزی با افزایش اغتشاش و پخش گرمایی (آمیختگی

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۸/۱۰/۱، اصلاحیه ۱۳۹۹/۱۲/۲۳، پذیرش ۱۳۹۹/۳/۱۳.

DOI:10.24200/J40.2020.54456.1531



شکل ۱. تصویری از یک قطعه‌ی استوانه‌یی اسفنج آلومینیومی سلول‌باز با تخلخل بالا (سمت راست) و تصویر از نزدیک همان اسفنج.^[۷]

گرمایی رسیده و هم‌دما باشند، به عبارت دیگر بین فاز سیال و فاز جامد محیط اسفنجی اختلاف دمایی وجود نداشته باشد و محیط به صورت تلفیقی همگن از فاز سیال و جامد مدل شود. در این مدل رسانش مؤثر گرمایی (k_{eff}) محیط اسفنجی به صورت ترکیبی از رسانایی گرمایی فاز سیال و جامد الیاف اسفنج در نظر گرفته می‌شود. در شرایط خاص، مانند حالتی که داخل محیط متخلخل گرما تولید شود یا حالتی که سرعت سیال عبوری از داخل محیط اسفنجی کم باشد، شرایط تعادل گرمایی مکانی (LTE) بین فاز سیال و جامد محیط متخلخل برقرار نیست.^[۹] در مدل عدم تعادل گرمایی، پروفایل دمایی فاز سیال و جامد به صورت جداگانه به دست می‌آید؛ یعنی در این مدل فرض بر آن است که بین فاز سیال و جامد اختلاف دما وجود دارد و دو فاز موجود به تعادل گرمایی نرسیده‌اند. برای برقراری ارتباط بین معادلات انرژی فاز سیال و جامد، پارامتری به نام ضریب انتقال حرارت بین فازی^۳ (h_{sf}) تعریف می‌شود که برای محاسبه‌ی مقدار آن در محیط اسفنج فلزی به عنوان محیط با تخلخل بالا، روابط متعددی ارائه شده است.^[۱۰، ۱۱] همچنین به دلیل بالا بودن سطح مخصوص و ضریب انتقال حرارت بین فازی اسفنج‌های فلزی، به‌ویژه در سرعت‌های بالا، فاز سیال و جامد تقریباً در حالت تعادل گرمایی قرار دارند. گریتی و همکاران^[۱۲] عملکرد حرارتی مبدل اسفنج آلومینیومی را مطالعه کرده و نشان دادند که در سرعت متوسط بالاتر از ۳ m/s، هوا به‌عنوان فاز سیال و آلومینیوم به‌عنوان فاز جامد در تعادل گرمایی به سر می‌برند. از طرف دیگر ژنگ و همکاران^[۱۳] با ارائه‌ی مدلی بر مبنای مفاهیم شبکه‌ی گرمایی برای بررسی انتقال گرمای سینک حرارتی محیط متخلخل، نشان دادند که تعادل گرمایی مکانی بین فاز سیال و جامد، در ارتفاع زیاد سینک حرارتی متخلخل و رینولدز بالا (سرعت‌های بالا) اتفاق می‌افتد. همچنین لین و همکاران^[۷] عملکرد حرارتی مبدل حرارتی پر شده با اسفنج آلومینیومی را به کمک مدل‌های LTE و LTNE مورد ارزیابی قرار دادند. آنها با مقایسه‌ی نتایج حاصل از شبیه‌سازی در دو حالت LTE و LTNE با مقادیر آزمایشگاهی، اظهار کردند که در سرعت‌های بالای سیال، هر دو مدل نتایج یکسانی ارائه می‌دهند که حاکی از تعادل گرمایی بین فاز سیال و جامد است. دیگر موضوع حائز اهمیت در شبیه‌سازی محیط اسفنج فلزی، عدم وجود تحقیقات مناسب و دقیق و دانش مدون در ارتباط با رفتار سیال پیرامون سطح مشترک ناحیه اسفنجی و ناحیه بدون اسفنج است.^[۱۴] با توجه به این که در این تحقیق برای جبران خسارت افت فشار کانال به صورت جزئی از اسفنج آلومینیومی پر شده است و آزمایش‌های تجربی نیز بر همین مبنا صورت گرفته، بررسی این مسئله اهمیت بسیار دارد. در حالی که انتظار می‌رود به صورت فیزیکی سرعت سیال درون حفره‌های اسفنج نسبت به ناحیه‌ی بدون اسفنج خیلی کمتر باشد، وجود گرادیان تند در سطح مشترک به‌عنوان یکی از مشکلات شبیه‌سازی عددی مطرح است. بیورز و جوزف^[۱۴] جزو اولین محققانی بودند که نشان دادند چنین گرادیان سرعت تندی در این دو ناحیه وجود دارد و در نتیجه وجود سرعت لغزشی در

سطح مشترک را تأیید کرده‌اند. بر این اساس، شرایط مرزی سطح مشترک ناحیه‌ی اسفنجی و ناحیه‌ی غیراسفنجی به دو دسته‌ی کلی لغزشی و غیرلغزشی تقسیم‌بندی می‌شود. العظمی و وفائی^[۱۳] شرایط مرزی سطح مشترک هیدرودینامیکی را در پنج دسته‌ی اصلی و شرایط مرزی سطح مشترک گرمایی را در چهار دسته‌ی اصلی ارائه داده‌اند. سورت و همکاران^[۱۵] مقایسه‌ی جامعی از تحلیل نظری، شبیه‌سازی عددی و نتایج آزمایشگاهی انجام داده‌اند که در نوشتار حاضر از نتایج آنها استفاده شده است.

سیستم بازچرخانی گاز خروجی خودرو (EGR) روشی مؤثر در کاهش انتشار اکسیدهای نیتروژن است.^[۱۶] در این فرایند بازگرداندن قسمتی از گاز خروجی به ورودی موتور باعث می‌شود تا محتوای اکسیژن و در نتیجه دمای شعله در محفظه‌ی احتراق پایین بیاید و سرعت تشکیل اکسیدهای نیتروژن کاهش یابد. مطابق مطالعات پوررضائی و همکاران در سال ۲۰۱۹،^[۱۷] فرصت‌ها و چالش‌های استفاده از اسفنج فلزی به‌عنوان مبدل حرارتی سیستم EGR به صورت آزمایش‌های تجربی، تحت شرایط واقعی خودرو بررسی شده است. از طرف دیگر، مستله‌ی طراحی مبدل حرارتی و پدیده‌ی تشکیل رسوب با یکدیگر گره خورده است. تشکیل رسوب، مقاومتی را بین سطح انتقال حرارت و سیال ایجاد می‌کند که مقدار آن غالباً به دلیل رسانندگی گرمایی پایین رسوب مقدار بزرگی بوده و در نتیجه کارایی وسیله‌ی حرارتی خاص، در این‌جا خنک‌کننده‌ی EGR، را پایین آورده و موجب افزایش افت فشار به دلیل کاهش قطر هیدرودینامیکی مبدل می‌شود. در حالت کلی سازوکارهای رسوب ریزذرات در خنک‌کننده‌های رایج EGR شامل نفوذ،^۴ برخورد،^۵ نیروی گرانش، نیروهای الکترواستاتیک و ترموفورسیس^۶ (مهاجرت گرمایی) است^[۱۸] که با توجه به پژوهش‌های صورت گرفته در این زمینه، سازوکار غالب تحت شرایط سیستم EGR، مهاجرت گرمایی است.^[۱۹، ۲۰] هنگامی که اختلاف دمایی بین جریان و سطح انتقال حرارت وجود دارد، ذره به سمت ناحیه‌ی سردتر حرکت می‌کند که به‌عنوان پدیده‌ی مهاجرت گرمایی (ترموفورسیس) شناخته می‌شود و بستگی به اندازه و هندسه‌ی ذره و خواص فیزیکی دارد. این نیرو از این واقعیت ناشی می‌شود که مولکول‌های گاز نواحی داغ سرعت بیشتر و در نتیجه اندازه حرکت بزرگ‌تری نسبت به مولکول‌های گاز نواحی سرد دارند و بنابراین نیرویی خالص به سمت ناحیه‌ی خنک‌تر به وجود می‌آید.^[۱۸] از این رو بررسی اهمیت سازوکار مهاجرت گرمایی در انتقال ریزذرات دوده به سطوح الیاف در مبدل اسفنجی ضروری است و تا کنون پژوهشی در این زمینه انجام نشده است. با علم به این که بیشینه‌ی اختلاف دمایی فاز سیال و جامد (نیروی محرکه‌ی سازوکار مهاجرت گرمایی) در حالت تمیز وجود دارد، این پژوهش قصد دارد تا عملکرد گرمایی مبدل حرارتی با ساختار اسفنج فلزی تحت شرایط عملیاتی سیستم EGR خودرو در حالت فاقد ریزذرات و عدم تعادل گرمایی مکانی را بررسی کند تا بیشینه‌ی اختلاف دمایی فاز سیال (هوای داغ عبوری) و فاز جامد (الیاف اسفنج) محاسبه شود. به عبارت ساده‌تر منظور از لحظه‌ی $t = 0$ ، لحظه‌ی است که مبدل تمیز است و مقاومت گرمایی مبدل کمینه است؛ زیرا مقاومت حرارتی رسوب تابعی از زمان است و چنین تعریف می‌شود:

$$R_f = R_{th}(t) - R_{th}(t = 0) \quad (1)$$

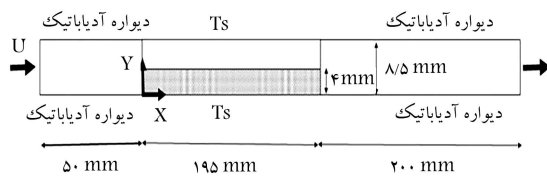
در صورت ناچیز بودن اختلاف دمایی فاز سیال و جامد، تعادل گرمایی بین دو فاز برقرار است و می‌توان نتیجه گرفت که سازوکار مهاجرت گرمایی در مبدل اسفنجی تحت شرایط عملیاتی سیستم EGR خودرو، نقشی در رسوب ریزذرات بر روی سطح الیاف اسفنج ندارد.

جدول ۱. شاخصه‌های هیدرولیکی اسفنج فلزی.

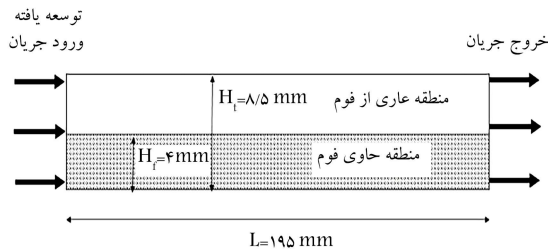
PPI	ϕ	$K \times 10^7$	C_F	L	W	H_f	H_t
	[--]	[m ²]	[--]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
۲۰	۰/۹۲۵	۱/۱	۰/۱	۱۹۵	۳۰	۴	۸/۵

جدول ۲. اثر شبکه‌بندی روی نتایج شبیه‌سازی در حالت PPI ۲۰ و $v = 10 \text{ m/s}$.

پارامتر مورد نظر	شبکه‌ی اول	شبکه‌ی دوم	شبکه‌ی سوم
تعداد گره	۵۱۰۹۸	۵۹۲۶۷	۶۸۴۲۲
ΔP (pa)	۸۵۰	۹۷۰	۹۸۰
ΔP deviation	٪۱۷	٪۶	٪۵

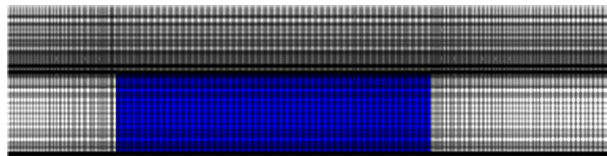


الف) کل دامنه محاسباتی؛



ب) قسمت اصلی مبدل.

شکل ۳. شماتیک.

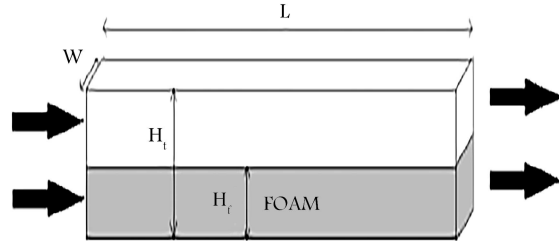


شکل ۴. شبکه‌بندی دامنه‌ی محاسباتی.

محاسباتی در شکل‌های ۳ و ۴ آورده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، طول ابتدایی برابر ۵۰ mm و محدوده‌ی محاسباتی پس از خروج سیال از خنک‌کننده‌ی EGR معادل ۲۰۰ mm در نظر گرفته شده است؛ در حالی که مبدل اصلی تنها ۱۹۵ mm طول دارد.

در محاسبات عددی یکی از عوامل مهمی که زمان حل، هزینه‌ی محاسبات و میزان دقت نتایج به شدت بدان وابسته است، نحوه‌ی شبکه‌بندی ناحیه است. برای بررسی شبکه‌ی مورد نیاز ابتدا شبکه‌ی ساده انتخاب شد تا از صحت مقادیر و روش کار اطمینان شود.

برای اطمینان از استقلال حل از شبکه‌ی محاسباتی، در سه مرحله اقدام به ریز کردن شبکه در دامنه‌ی محاسباتی شبیه‌سازی دوبعدی شد تا جایی که بتوان با تقریب مناسب، نتایج را پذیرفت (شبکه‌ی اول: ۵۱۰۹۸ گره، شبکه‌ی دوم: ۵۹۲۶۷ گره، شبکه‌ی سوم: ۶۸۴۲۲ گره). مطابق جدول ۲، انحراف افت فشار ورودی و خروجی



شکل ۲. شکل نمادین از مبدل حرارتی که قسمتی از آن توسط اسفنج آلومینیومی پر شده است.

۲. دامنه‌ی محاسباتی، شبکه‌بندی و شرایط مرزی

مطابق شکل ۲ کانال مبدل به صورت جزئی از اسفنج آلومینیومی PPI ۲۰ پر شده است تا آثار افت فشار بر اثر حضور اسفنج فلزی در کانال کمینه شود. اسفنج آلومینیومی گرمای گاز داغ ورودی به خنک‌کننده EGR را جذب کرده و به سیال خنک‌کننده که در قسمت پوسته جریان دارد منتقل می‌کند. به دلیل دبی بالا و ظرفیت گرمایی ویژه‌ی بالای سیال خنک‌کننده، دمای دیواره‌ی کانال ثابت می‌ماند. هوای تمیز عبوری از درون مبدل، تراکم‌ناپذیر و با خواص ثابت فرض شده، و جریان پایا در نظر گرفته شد. شاخصه‌های هیدرولیکی اسفنج فلزی در جدول ۱ نشان داده شده است.

اثر سرعت ورودی به خنک‌کننده (۳، ۱۰، ۳۰ m/s) و دمای مختلف هوای داغ ورودی به کانال (۵۲۳ و ۶۷۳ کلوین) در مورد اسفنج آلومینیومی PPI ۲۰ در شبیه‌سازی‌های دوبعدی مورد بررسی قرار گرفت؛ در حالی که دمای دیواره‌ی بالایی و پایینی ۲۹۸ کلوین و ثابت فرض شده است. مطابق پژوهش صورت گرفته توسط کاله در مؤسسه‌ی ترمودینامیک و مهندسی حرارت دانشگاه اشتوتگارت آلمان، [۲۱] تمامی پارامترها مطابق شرایط عملیاتی در موتورهای دیزلی اختیار شدند. به‌عنوان مثال گاز ورودی در دمای ۵۲۳ درجه‌ی کلوین نشان‌گر سرعت کم خودرو (حدود ۶۰ - ۵۰ km/hr) یا سرعت کم موتور است و دمای ۶۷۳ درجه‌ی کلوین نشان‌گر سرعت بالای خودرو (حدود ۱۵۰ - ۱۳۰ km/hr) یا سرعت بالای موتور است (انتخاب سرعت گاز ورودی نیز بر همین مبناست). همچنین دمای خنک‌کن ۲۹۸ کلوین نشان‌دهنده‌ی آن است که موتور تازه استارت خورده، در حالی که دمای بالاتر خنک‌کن ۳۶۳ کلوین حاکی از آن است که موتور در دمای عملیاتی کار می‌کند. شاخصه‌های هیدرولیکی اسفنج فلزی و همچنین نتایج آزمایشگاهی نیز از همین تحقیق استخراج شده است.

مطابق کار اجزالی و همکاران [۲۲] در مرز مشترک بین محیط متخلخل و ناحیه‌ی اسفنج آزاد، پیوستگی در تنش برشی اعمال شده است. مشابه کار بوید و هومن [۲۳] محدوده‌ی محاسباتی طولانی‌تر از محدوده‌ی فیزیکی مسئله اختیار شد (شکل ۳) تا هم اثرات ورودی و خروجی کانال حذف شود و هم اطمینان حاصل شود که جریان کاملاً توسعه یافته وارد محیط اسفنجی می‌شود. بنابراین کل طول محدوده‌ی

قسمت اصلی مبدل با افزایش گره از ۵۷۲۶۷ گره به ۶۵۴۲۲ تقریباً ثابت باقی ماند. بنابراین با توجه به عدم تغییر محسوس نتایج افت فشار در خروجی با افزایش تعداد گره از شبکه‌ی دوم به شبکه‌ی سوم، شبکه‌بندی دوم انتخاب شد تا در مدت زمان محاسبات صرفه‌جویی شود.

۳. روش عددی

به دلیل پیچیدگی بیش از حد هندسه‌ی فوم واقعی، که متشکل از سلول - واحدهای ۱۲ و ۱۴ وجهی در هم تنیده که وجوه آن به صورت ۶ یا ۸ ضلعی در کنار هم قرار گرفته‌اند، الیاف درون محیط متخلخل اسفنج فلزی برای بررسی رفتار ترموهیدرولیکی اسفنج‌های فلزی مدل نشده‌اند و محیط اسفنج فلزی به صورت محیط متخلخل همگن ایزوتروپیک با تخلخل بالا در نظر گرفته شده است.^[۱۷, ۱۸] این در حالی است که اثر و خواص الیاف اسفنج‌های فلزی به کمک سطح مخصوص اسفنج فلزی (a_{sf}) و ضریب انتقال حرارت بین فازی (h_{sf}) از محیط متخلخل دانه‌ی تفکیک می‌شود. ضمناً با توجه به تقارن هندسه‌ی مسئله، شبیه‌سازی دوبعدی به منظور صرفه‌جویی در زمان انتخاب شد.

مطابق تحقیق نیلد و بزآن^[۲۳] گذر جریان از حالت آرام به مغشوش، درون محیط متخلخل بر اساس عدد رینولدز بر مبنای نفوذپذیری (Re_k) قابل سنجش است، به این صورت که این گذار برای حالتی که $100 < Re_k < 200$ باشد اتفاق می‌افتد. در این جا کمیته‌ی مقدار Re_k اسفنج PPI ۲۰ برابر با ۱۲۵ است که حاکی از شرایط مغشوش داخل محیط متخلخل است.

شبیه‌سازی پروفایل سرعت از آن رو اهمیت می‌یابد که هنگام حل معادله انرژی از سرعت مکانی استفاده می‌شود. با توجه به این که در قسمت اسفنج آزاد کانال نیز جریان هوا مغشوش است، شبیه کار لین و همکاران^[۱۷] در قسمت‌های ورودی، خروجی و همچنین اسفنج آزاد بخش اصلی خنک‌کننده EGR معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی به صورت زیر است:

• معادله پیوستگی

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

• معادله اندازه حرکت

$$\frac{\partial(\rho_f u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu_f + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3)$$

• معادله انرژی

$$\frac{\partial(\rho_f u_j T_f)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{\mu_f}{Pr_f} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T_f}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

در واقع برای مدل‌سازی اغتشاش درون کانال، لازم است پارامترهای مربوط به اغتشاش موجود در معادلات اندازه حرکت و انرژی به نحوی محاسبه شود. از این رو می‌توان به کمک آنالیز ابعادی گرانبوی آشفته‌جریان، μ_t را به سرعت و طول مقیاس گردابه‌های بزرگ جریان آشفته مرتبط ساخت و در نهایت به رابطه‌ی ۵ رسید:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

که در آن C_μ یک ضریب تجربی است که مقدار آن را معمولاً حدود ۰٫۰۹ در نظر می‌گیرند. پارامترهای k و ε مربوط به اغتشاش جریان هستند و برای محاسبه‌ی آنها در نرم‌افزار از معروف‌ترین مدل دو معادله‌ی، مدل $k - \varepsilon$ استفاده کردیم، زیرا فهم آن آسان و استفاده از آن در برنامه نویسی ساده است. همچنین سورت و همکاران^[۱۵] با بررسی مسائل و مشکلات مرتبط با شرایط وجه مشترک اسفنج و قسمت خالی از اسفنج به این نتیجه رسیده‌اند که مناسب‌ترین مدل برای شبیه‌سازی پروفایل سرعت در داخل محیط اسفنجی و همچنین در وجه مشترک اسفنج و ناحیه‌ی خالی از اسفنج، مدل لزوج $k - \varepsilon$ Standard است و بنابراین برای کل محدوده‌ی محاسباتی از این مدل بهره گرفتیم. در مدل‌های $k - \varepsilon$ Eddy - Viscosity، میدان آشفته برحسب دو متغیر بیان می‌شود:

• انرژی جنبشی جریان آشفته $\nu(k)$

• نرخ اضمحلال لزوج انرژی جنبشی آشفته $\nu(\varepsilon)$

$$k = \frac{1}{\nu} \overline{u'_i u'_i} \quad (6)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{\mu}{\rho} \right) \overline{u'_{i,j} u'_{i,j}} \quad (7)$$

که u'_i در واقع بیان‌گر نوسانات بردار سرعت در راستای i است. معادله‌ی نیمه تجربی $k - \varepsilon$ استاندارد استفاده شده در شبیه‌سازی این مطالعه به صورت زیر است که معادله‌ی اول، معادله‌ی k (انرژی جنبشی جریان آشفته) و معادله‌ی دوم که با عنوان معادله‌ی (نرخ اضمحلال لزوج انرژی جنبشی) شناخته می‌شود:

$$u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = - \left(\overline{u'_i u'_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{K_m}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \varepsilon \quad (8)$$

$$u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{K_m}{\sigma_k} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

K_m و η پارامترهای اغتشاش هستند و مطابق رابطه‌ی ۱۰ و ۱۱ قابل محاسبه‌اند:

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right]^{0.5} \quad (10)$$

$$K_m = \nu \left[1 + \left(\frac{C_\mu}{\nu} \right)^{0.5} \frac{k}{\varepsilon} \right]^2 \quad (11)$$

همچنین ضرایب تجربی مدل استاندارد شامل C_μ ، $C_{\varepsilon 1}$ ، $C_{\varepsilon 2}$ ، σ_ε ، σ_k ، η_0 و β_0 مطابق جدول ۳ پیشنهاد شده است.

پس از تبیین معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی در قسمت اسفنج آزاد، لازم است معادلات حاکم در قسمت متخلخل نیز مطابق کار کالمیدی و ماهاجان^[۱۶] بیان شود:

• معادله پیوستگی

$$\frac{1}{\varphi} \frac{\partial(\rho_f u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (12)$$

• معادله اندازه حرکت

جدول ۳. مقادیر تجربی ضرایب مدل $k - \varepsilon$ استاندارد.

σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_μ	η_0	β_0
۰٫۷۱۷۹	۰٫۷۱۷۹	۱٫۴۲	۱٫۶۸	۰٫۰۹	۴٫۳۷۷	۰٫۰۱۲

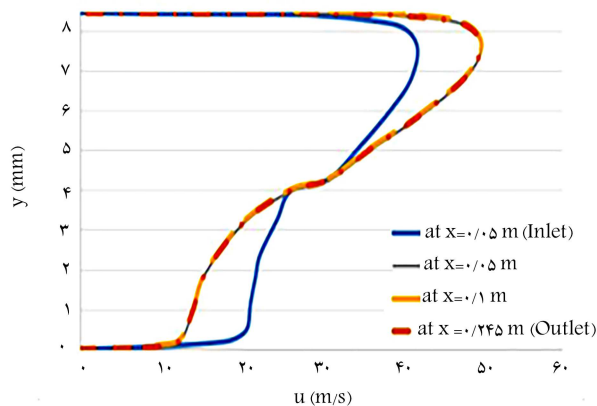
۴. صحت‌سنجی نتایج

قبل از ارائه نتایج و تحلیل آن، صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی ضروری است. بدین منظور افت فشار بین ورودی و خروجی کانال با ساختار اسفنج فلزی محاسبه و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شد. نتایج برای کانال با اسفنج PPI ۲۰ در جدول ۴ آورده شده است.

نتایج افت فشار شبیه‌سازی تطابق قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی در سرعت‌های بالا دارد، اما خطای گزارش شده در مقادیر کم سرعت افزایش می‌یابد. چنین اتفاقی می‌تواند به عدم قطعیت نسبی بالاتر نتایج آزمایشگاهی در سرعت‌های پایین برگردد. همچنین مدل حال حاضر دقت لازم برای شبیه‌سازی پروفایل سرعت در وجه مشترک ناحیه اسفنجی و ناحیه آزاد را ندارد؛ این مسئله نیز مزیدی است بر اختلاف مقادیر آزمایشگاهی و شبیه‌سازی افت فشار. از طرف دیگر در این‌جا چون کانال به صورت جزئی از اسفنج پر شده است، سیال همواره ترجیح می‌دهد که مسیر راحت‌تر را برای عبور خود از داخل کانال انتخاب می‌کند. بنابراین مولکول‌های سیال ترجیح می‌دهند قسمت اسفنج آزاد را برای عبور خود برگزینند تا مسیر پر پیچ‌وخم درون اسفنج را. این پدیده را «لغزش سطحی» می‌نامیم و با کوچک شدن قطر حفره‌های اسفنج (افزایش PPI) و افزایش سرعت سیال تقویت می‌شود. به همین دلیل نرم‌افزار که چنین پدیده‌ی را در محاسبات خود لحاظ نمی‌کند، در سرعت ۳۰ m/s، افت فشار را در قیاس با سرعت‌های ۶ و ۱۰ متر بر ثانیه، بیشتر از مقدار واقعی محاسبه کرده است. بدین منظور تحقیقات بیشتری لازم است تا با پوشش خطاهای لایه‌ی مشترک باعث افزایش دقت این مدل شود. مطابق شکل ۵، سرعت هوا قبل از آن که یک‌چهارم طول کانال را طی کند، کاملاً توسعه یافته است. انتظار می‌رود توسعه یافتگی جریان در داخل محیط اسفنجی سریع‌تر اتفاق بیفتد. نتایج

جدول ۴. مقایسه‌ی نتایج شبیه‌سازی با داده‌های آزمایشگاهی برای اسفنج آلومینیومی PPI ۲۰ و ضخامت ۴ mm و گرادین دمایی ۲۲۵ K.

سرعت ورودی	افت فشار کانال متخلخل (KPa)	
	نتایج شبیه‌سازی	نتایج آزمایش
۶ m/s	۰٫۴۲	۰٫۵۳
۱۰ m/s	۱٫۰۲	۱٫۳۰
۳۰ m/s	۷٫۱۹	۶٫۹۴



شکل ۵. پروفایل سرعت در چهار طول مشخص کانال برای اسفنج ۴ mm PPI - ۲۰ و سرعت ورودی ۳۰ m/s.

برای محاسبه‌ی افت فشار درون محیط اسفنجی، از رابطه‌ی اصلاح شده داری - فرشیمر برای محاسبه‌ی افت فشار درون محیط اسفنج فلزی استفاده شده است:

$$\frac{1}{\phi} \frac{\partial(\rho_f u_i u_j)}{\partial x_j} = -\phi \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu_f + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) - \phi \left(\frac{(\mu_f + \mu_t)}{K} u_i + \frac{\rho_f C_F}{\sqrt{K}} |u| u_i \right) \quad (13)$$

که در آن نفوذپذیری (K) و ضریب اینرسی (CF) مقادیر تجربی محیط متخلخل بوده و در مقادیر آن موجود است. عبارت سوم در سمت راست معادله‌ی ۱۳ همان فرم قدیمی داری است که اثر اصطکاک ویسکوز در دیواره‌های الیاف را برای محاسبه‌ی افت فشار در نظر می‌گیرد و عبارت غیرخطی چهارم نشان‌دهنده‌ی اثر مقاومت ناشی از شکل جسم و جدایش جریان است که در رینولدزهای بالا اتفاق می‌افتد.

• معادله‌ی انرژی عدم تعادل گرمایی مکانی برای فاز سیال:

$$\varepsilon \frac{\partial(\rho_f C_{p,f} u_j T)}{\partial x_j} = (k_{fe}) \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial T_f}{\partial x_j} \right) + h_{sf} a_{sf} (T_s - T_f) \quad (14)$$

• معادله‌ی انرژی عدم تعادل گرمایی مکانی برای فاز جامد:

$$0 = k_{se} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial T_s}{\partial x_j} \right) - h_{sf} a_{sf} (T_s - T_f) \quad (15)$$

در معادلات ۱۴ و ۱۵، k_{fe} و k_{se} به ترتیب رسانندگی مؤثر فاز سیال و جامد در نظر گرفته می‌شود:

$$k_{se} = (1 - \phi) k_s / \tau_{th} \quad (16)$$

$$k_{fe} = \phi k_f$$

که در آن τ_{th} معرف مقدار پیچ و خم گرمایی است. با توجه به این که در محاسبه‌ی مقادیر ضریب انتقال حرارت بین فازی (h_{sf})، باید از سرعت نزدیک الیاف برای محاسبه‌ی عدد Re_d استفاده کرد، نوشتن تابع udf برای این قسمت اجتناب‌ناپذیر است. روابط مورد استفاده برای سطح مخصوص اسفنج فلزی (a_{sf}) و ضریب انتقال حرارت بین فازی که توسط کالمیدی و مهاجان^[۶] ارائه شده، عبارت‌اند از:

$$h_{sf} = \begin{cases} 0.176 Re_d^{0.7} Pr_f^{0.4} k_f / d_f & (1 \leq Re_d \leq 40) \\ 0.52 Re_d^{0.5} Pr_f^{0.4} k_f / d_f & (40 \leq Re_d \leq 10000) \end{cases} \quad (17)$$

$$a_{sf} = \frac{3\pi d_f}{(0.59 d_p)^2} \left(1 - e^{-(1-\varepsilon)/0.9\tau} \right) \quad (18)$$

در پایان شبیه‌سازی کارآدبایی و همکاران^[۲۵] از الگوریتم SIMPLE و روش حل ضمنی برای حل معادلات و از روش مرتبه‌ی دوم پیشرو برای مجراسازی فضایی معادلات اندازه حرکت، انرژی و اغتشاش و همچنین فشار در شبیه‌سازی‌های حالت پایا استفاده شد. باقی‌مانده‌ی معادله‌ی پیوستگی، انرژی، اجزای سرعت، k و ε زیر مقدار 10^{-6} تنظیم شدند. از نرم‌افزار شبیه‌سازی ANSYS FLUENT ۱۶٫۰ برای حل عددی استفاده شد. در این نرم‌افزار بر مبنای حجم کنترلی، معادلات حاکم به معادلات جبری تبدیل شده و از این طریق به کمک روش‌های عددی حل شدند.

جدول ۵. مقایسه دمای خروجی گاز تجربی برای اسفنج آلومینیومی PPI ۲۰ و ضخامت ۴ mm و گرادیان دمایی K ۳۷۵ با مقادیر شبیه‌سازی شده.

سرعت ورودی	دمای خروجی کانال فاقد اسفنج (K)		دمای خروجی کانال اسفنجی (K)	
	نتایج شبیه‌سازی	نتایج تئوری [۲۶]	نتایج شبیه‌سازی	نتایج آزمایش
۶ m/s	۴۵۰	۴۷۸	۳۴۲	۳۳۹
۱۰ m/s	۴۶۷	۴۹۶	۳۶۳	۳۵۸
۳۰ m/s	۴۸۴	۵۰۱	۴۴۸	۴۴۰

جدول ۶. مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاصل از رسانایی گرمایی اصلاح شده با داده‌های آزمایشگاهی برای اسفنج آلومینیومی PPI ۲۰ و ضخامت ۴ mm و گرادیان دمایی ۲۲۵°.

سرعت ورودی	دمای سیال خروجی آزمایشگاهی [K]	مقدار پیچ‌وخم گرمایی [-]
۶/m	۳۳۲	۲/۹
۱۰/m	۳۴۳	۳/۶
۳۰/m	۳۹۳	۵/۱

ناحیه‌ی اسفنج - آزاد کاهش می‌یابد؛ در نتیجه مقدار پیچ‌وخم گرمایی نیز افزایش یافته است. هم‌زمان با افزایش سرعت گاز ورودی، ضریب انتقال حرارت بین فازی افزایش و موجب کاهش اختلاف دمای بین فاز سیال و الیاف آلومینیوم (نزدیک‌تر شدن به حالت تعادل گرمایی بین دو فاز) و از طرفی موجب کاهش هدایت گرمایی مؤثر فاز جامد k_{se} شده و سازوکار نامطلوب هدایتی در مبدل‌های حرارتی را افزایش داده و موجب می‌شود کارایی گرمایی مبدل با افزایش سرعت کاهش یابد.

پس از آن‌که مقادیر پیچ‌وخم در گرادیان دمایی خاص K ۲۲۵ محاسبه شد، برای بررسی صحت این روش، دمای خروجی از کانال خنک‌کننده در گرادیان دمایی K ۳۷۵ (بیشینه‌ی گرادیان دمایی و در نتیجه بیشینه نیروی محرکه‌ی سازوکار مهاجرت گرمایی) در هر سه سرعت مذکور محاسبه شده تا از محدود نبودن این روش اطمینان حاصل شود. نتایج در جدول ۶ آورده شده است. با توجه به محدود نبودن مقادیر پیچ‌وخم گرمایی به گرادیان دمایی خاص، به نظر می‌رسد که مدل‌سازی حاضر می‌تواند مبنایی برای بررسی کارکرد ترموهیدرولیکی مبدل با ساختار اسفنج فلزی باشد.

۵. نتایج و بحث

به منظور بررسی سازوکار مهاجرت گرمایی، اختلاف دمای توده سیال و دمای الیاف ضروری است. از طرف دیگر با توجه به گذشت زمان و رسوب گرفتگی سطوح الیاف، مقاومت گرمایی بین توده سیال و سطح الیاف افزایش یافته و در نتیجه با افزایش دمای سطح رسوب، اختلاف دمای فاز سیال و سطح رسوب با گذر زمان کاهش می‌یابد و بنابراین بیشینه‌ی اختلاف دما و در نتیجه بیشینه نیروی محرکه‌ی مهاجرت گرمایی در لحظه‌ی $t = 0$ ، یعنی مبدل تمیز، وجود دارد. در این صورت اگر این بیشینه اختلاف دما ناچیز باشد، اهمیت مهاجرت گرمایی به‌عنوان سازوکار تأثیرگذار در رسوب ذرات دوده روی سطوح الیاف از بین می‌رود. به عبارت ساده‌تر منظور از لحظه‌ی $t = 0$ ، لحظه‌ی است که مبدل تمیز است و مقاومت گرمایی مبدل کمینه است؛ زیرا مقاومت حرارتی رسوب تابعی از زمان است و به‌صورت رابطه‌ی ۱ تعریف می‌شود.

لذا برای بررسی نقش مهاجرت گرمایی در رسوب ریز ذرات روی سطوح الیاف، یافتن اختلاف دمای فاز سیال و فاز جامد ضروری است. بدین منظور از مدل عدم تعادل گرمایی مکانی LTNE برای تحلیل عملکرد گرمایی اسفنج آلومینیومی تمیز PPI ۲۰ استفاده شده است. در مدل LTNE فرض بر آن است که بین فاز سیال و جامد اختلاف دما وجود دارد و دو فاز به تعادل گرمایی نرسیده‌اند. با محاسبه و رسم پروفایل دمایی فاز سیال و جامد در طول مبدل و ارتفاع‌های مختلف اسفنج اثبات می‌شود که الیاف و گاز عبوری به تعادل گرمایی رسیده‌اند و در نتیجه سازوکار مهاجرت گرمایی در خنک‌کننده EGR با ساختار اسفنج آلومینیومی بی‌اهمیت است.

شبیه‌سازی نشان می‌دهد توسعه‌یافتگی جریان در کم‌تراز یک قطر هیدرولیکی کانال محقق شده است و پروفایل سرعت در طول مسیر ثابت باقی می‌ماند.

همچنین با توجه به این‌که نیمی از کانال خالی از اسفنج است، بیش‌بینی دمای گاز در خروجی کانال برای سرعت‌های مختلف اهمیت می‌یابد. مطابق جدول ۵، مقایسه‌ی دمای خروجی کانال حاصل از شبیه‌سازی با روابط دیتوس - بولتر^[۲۶] نشان می‌دهد که خطای شبیه‌سازی کمتر از ۶٪ بوده و مدل مغشوش $\epsilon - k$ standard تحت شرایط عملیاتی این تحقیق از دقت کافی برخوردار است. از آن‌جا که هدف محاسبه‌ی اختلاف دمای فاز سیال و جامد در حالت تمیز مبدل است، محاسبات معادله‌ی انرژی اهمیت بالایی دارد. رسانش گرمایی مؤثر k_{eff} در محیط متخلخل به‌صورت مجموع رسانندگی مؤثر فاز سیال و جامد در نظر گرفته می‌شود، بنابراین:

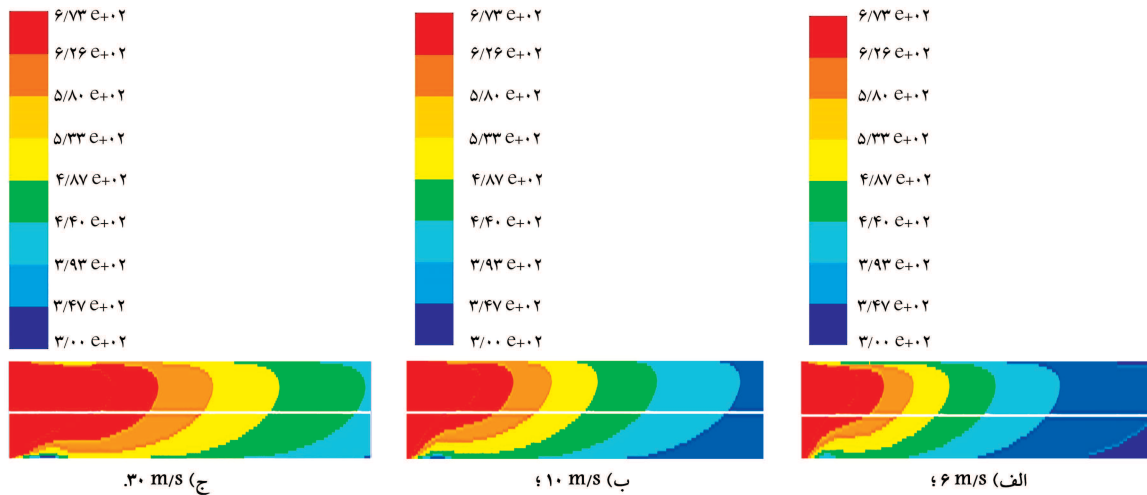
$$k_{eff} = k_{se} + k_{fe} \quad (19)$$

که در آن مقادیر k_{se} و k_{fe} مطابق رابطه‌ی ۱۶ تعریف شده است. در واقع به دلیل ساختار پر پیچ‌وخم محیط اسفنج فلزی، طول گرمایی در این محیط باید به وسیله‌ی پیچ‌وخم اسفنج، τ_{th} که به‌صورت نسبت طول مسیر گرمایی متوسط واقعی (L_e) به طول مسیر گرمایی مستقیم در جهت جریان (L) نسبت داده می‌شود. یعنی $\tau_{th} = L_e/L$. در حالی که رابطه‌ی پیش‌فرض نرم‌افزار ANSYS Fluent ۱۶٫۰ برای محاسبه‌ی هدایت گرمایی مؤثر محیط متخلخل عبارت است از:

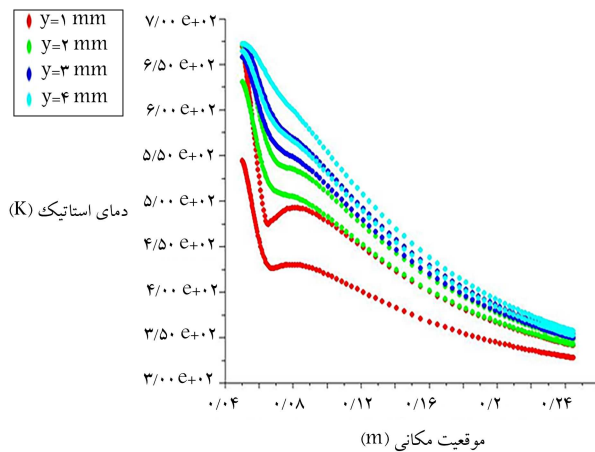
$$k_{eff} = \phi k_f + (1 - \phi) k_s \quad (20)$$

در این صورت خطای زیادی در محاسبه‌ی توزیع دما به وجود می‌آید.^[۷] در این‌جا با توجه به این‌که کانال به‌صورت جزئی از اسفنج پر شده است، سیال همواره ترجیح می‌دهد که مسیر راحت‌تر را برای عبور خود از داخل کانال انتخاب کند. بنابراین با توجه به حضور پدیده‌ی لغزش سطحی در این‌جا و عدم اطلاع از مقدار پیچ‌وخم واقعی مسئله، به منظور محاسبه‌ی مقدار τ_{th} مقدار k_{se} در نرم‌افزار فلوئنت بر اساس دمای خروجی از مبدل، مطابق جدول ۵ تنظیم شد.

مطابق جدول ۶ با افزایش سرعت گاز پدیده‌ی لغزش سطحی تقویت شده و دقت نرم‌افزار در محاسبه‌ی پروفایل سرعت در وجه مشترک ناحیه‌ی اسفنجی و



شکل ۶. تراز دمایی بر حسب کلونین برای گرادیان دمایی ۳۷۵ K در سرعت‌های گاز ورودی مختلف.



شکل ۷. نمودار اختلاف دمایی فاز سیال و جامد در ضخامت‌های مختلف اسفنج از سطح لوله (۱، ۲، ۳ و ۴ میلی‌متر) در مقابل طول مبدل برای گرادیان دمایی ۳۷۵ K و سرعت گاز ورودی ۶ m/s.

کانال انتخاب می‌کند. بنابراین سیال و ذرات همراه آن ترجیح می‌دهند قسمت اسفنج آزاد را برای عبور خود برگزینند تا مسیر پرپیچ‌وخم درون اسفنج را. این پدیده که با کوچک شدن قطر حفره‌های اسفنج (افزایش PPI) و افزایش سرعت سیال تقویت می‌شود باعث می‌شود اگرچه در ضخامت‌های نزدیک جداره اختلاف دمایی فاز سیال و جامد نسبت به ضخامت‌های بالایی اسفنج بیشتر باشد، اما نقش آن در جذب ذرات در اثر سازوکار مهاجرت گرمایی، کم‌رنگ‌تر نیز شود. همچنین با افزایش PPI تحت شرایط عملیاتی یکسان، ضریب انتقال حرارت بین فازی و مساحت سطح مخصوص افزایش می‌یابد و در نتیجه تعادل گرمایی بین فازهای جامد و سیال تقویت می‌شود.^[۲۷]

شاید این سؤال مطرح شود که علت کمان منحنی‌های ضخامت ۱ mm و ۲ mm چیست؟ قاعدتاً چنین رفتاری به پروفایل سرعت برمی‌گردد. با توجه به $h_{sf} = (Re, Pr)$ پروفایل سرعت منجر به تغییرات مکانی مشابه پروفایل سرعت و h_{sf} می‌شود و پروفایل‌های دمایی و سرعت شبیه به هم می‌شوند. اما چرا پروفایل سرعت به این شکل در می‌آید؟

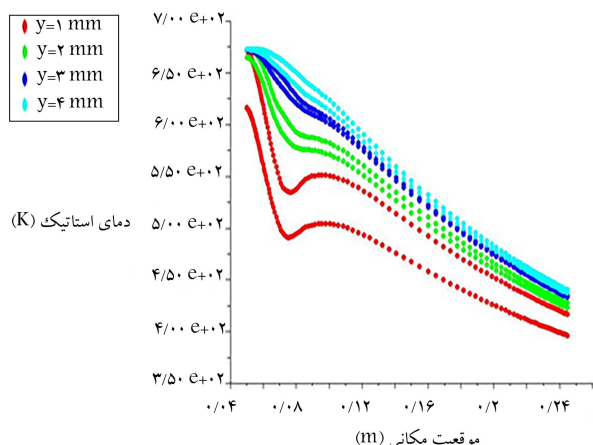
چنانکه در شکل ۵ مشاهده شد جریان در ابتدای طول مبدل در حال گسترش

مطابق شکل ۶، تراز دمایی مبدل در سرعت‌های مختلف نشان می‌دهد با افزایش سرعت گاز ورودی، چون فرصت تبادل گرما کاهش می‌یابد، کارایی مبدل کاهش یافته و در نتیجه دمای خروجی نیز افزایش می‌یابد. به منظور بررسی مناسب‌تر تعادل یا عدم تعادل گرمایی در مبدل، نمودارهای اختلاف دمایی فاز سیال و جامد در ضخامت‌های مختلف اسفنج (۱، ۲، ۳ و ۴ میلی‌متر) در مقابل طول خنک‌کننده رسم شده است. نرم‌افزار فلوئنت برای گزارش نتایج دما و حالت دمای استاتیک و دمای کل استفاده می‌کند که برای حالت سیال غیر قابل تراکم (فرض مسئله ما) این دو مقدار با هم برابر می‌شوند. بنابراین نمودارهای ترسیم شده در این بخش به صورت دمای استاتیک فازهای سیال (هوای داغ) و فاز جامد (الیاف آلومینیومی) در مقابل طول مبدل در ضخامت‌های مختلف اسفنج هستند. به‌عنوان مثال مقادیر بزرگ‌تر رنگ قرمز نشان‌دهنده دمای سیال در ضخامت اسفنج ۱ mm است و مقادیر کوچک‌تر قرمز رنگ نشان‌دهنده دمای الیاف (جامد) در $y = 1 \text{ mm}$ است، و برای دیگر رنگ‌ها و مابقی نمودارها به همین صورت است.

در این جا به‌عنوان نمونه بیشینه‌ی گرادیان دمایی موجود (دمای گاز داغ ورودی ۶۷۳ کلونین و دمای سیال خنک‌کننده ۲۹۸ کلونین) در سرعت‌های مختلف اختیار شده است تا بیشینه نیروی محرکه‌ی سازوکار مهاجرت گرمایی مورد بررسی قرار گیرد.

• سرعت ورودی ۶ m/s

چنانکه در شکل ۷ مشاهده می‌شود در ضخامت‌های ۳ و ۴ میلی‌متر، اختلاف دمایی فاز سیال و جامد قابل چشم‌پوشی است و بیشینه اختلاف دما در $y = 1 \text{ mm}$ است که از حدود ۱۲۰ K شروع شده و با افت شدید در یک سانتی‌متر ابتدایی ورودی کانال به ۴۸ K رسیده و سپس اندک اندک در طول مبدل با کاهش گرادیان دمایی، اختلاف دما نیز کاهش می‌یابد. باید در نظر داشت که این ۱۲۰ K بیشینه اختلاف دما در حالت تمیز است که در حالت واقعی شرایط عملیاتی مبدل EGR با گذر زمان و نشست ذرات روی سطوح الیاف اسفنج، این اختلاف نیز با شدت و در اندک زمانی کاهش یافته و همین اندک نیروی محرکه سازوکار مهاجرت گرمایی (اختلاف دمای سطوح الیاف و سیال) از بین می‌رود. نکته‌ی مهم‌تر توجه به پدیده‌ی لغزش سطحی و نقش آن در رسوب ریزذرات است. در این جا چون کانال به صورت جزئی از اسفنج پر شده است، سیال همواره ترجیح می‌دهد که مسیر راحت‌تر را برای عبور خود از داخل



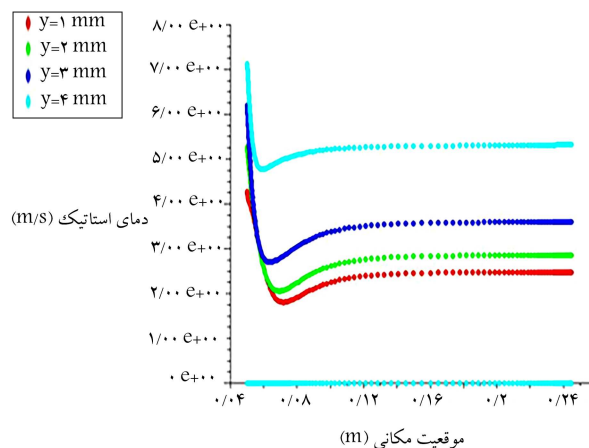
شکل ۱۰. نمودار اختلاف دمایی فاز سیال و جامد در ضخامت‌های مختلف اسفنج از سطح لوله (۱، ۲، ۳، ۴ میلی‌متر) در مقابل طول مبدل برای گرادیان دمایی ۳۷۵ K و سرعت گاز ورودی ۳ m/s.

کاهش می‌یابد و این مؤید پژوهش‌های لین و همکاران^[۷] است، زیرا باعث افزایش Re_f و متعاقباً افزایش h_{sf} در معادله‌ی انتقال حرارت $LTNE$ می‌شود. بنابراین در ضخامت‌های ۲، ۳، ۴ میلی‌متر تعادل گرمایی به صورت کامل برقرار شده است. با توجه به نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌ها و در نظر گرفتن این نکته که با گذشت زمان و رسوب‌گرفتگی سطوح الیاف، مقاومت گرمایی بین توده‌ی سیال و سطح الیاف افزایش یافته و در نتیجه با افزایش دمای سطح رسوب، اختلاف دمای فاز سیال و سطح رسوب با گذر زمان کاهش می‌یابد. اهمیت مهاجرت گرمایی به عنوان سازوکار تأثیرگذار در رسوب ذرات دوده روی سطوح الیاف اسفنج آلومینیومی تحت شرایط جابه‌جایی اجباری از بین می‌رود. پوررضایی و همکاران^[۱۷] نیز در سال ۲۰۱۹ پس از تحلیل نتایج آزمایشگاهی تحت شرایط رسوب‌گذار سیستم EGR، به این نتیجه رسیدند که عملکرد بهتر خنک‌کننده با ساختار اسفنج فلزی در گرادیان دمایی بیشتر (افزایش دمای گاز ورودی و کاهش دمای سیال خنک‌کننده)، مؤید عدم اهمیت سازوکار مهاجرت گرمایی در این نوع مبدل است. همچنین مطالعات شیخ انور و همکاران^[۲۸] در دانشگاه کوئینزلند در سال ۲۰۲۰، نشان می‌دهد که در ناحیه‌ی غیراسفنجی سازوکار غالب رسوب، مهاجرت گرمایی است اما در ناحیه‌ی اسفنجی سازوکار غالب برخورد است.

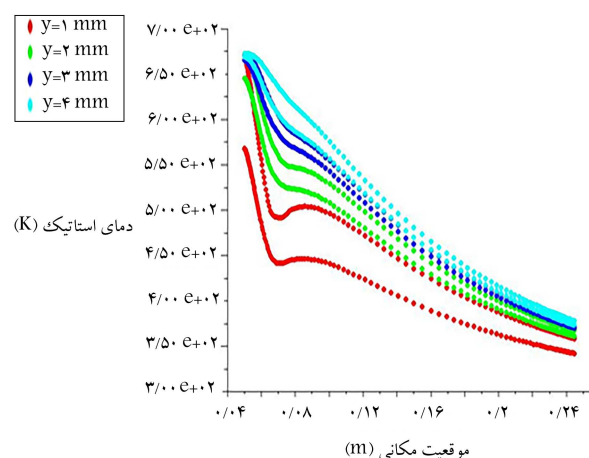
در پایان باید در نظر داشت با افزایش PPI تحت شرایط عملیاتی یکسان، ضریب انتقال حرارت بین فازی و مساحت سطح مخصوص افزایش می‌یابد و در نتیجه تعادل گرمایی بین فازهای جامد و سیال تقویت می‌شود. بدیهی است تعادل یا عدم تعادل گرمایی فازها در PPI کمتر را باید مورد ارزیابی قرار داد.

۶. نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی دودبندی از کانال خنک‌کننده‌ی EGR که با اندکی اسفنج آلومینیومی پر شده است انجام شد. هدف اصلی بررسی اختلاف دمایی فاز سیال و جامد محیط اسفنجی در حالت تمیز بود تا بیشینه نیروی محرکه‌ی سازوکار مهاجرت گرمایی در رسوب ریزذرات دوده تحت شرایط سیستم EGR ارزیابی شود. نتایج حاکی از آن است که با حرکت به سمت ارتفاعات نزدیک سطح مشترک ناحیه‌ی اسفنجی و غیر اسفنجی شرایط تعادل گرمایی بین دو فاز به صورت کامل برقرار می‌شود و در نتیجه



شکل ۸. نمودار سرعت در ضخامت‌های مختلف اسفنج از سطح لوله (۱، ۲، ۳، ۴ میلی‌متر) در مقابل طول خنک‌کننده EGR برای گرادیان دمایی ۲۲۵ K و سرعت گاز ورودی ۶ m/s.



شکل ۹. نمودار اختلاف دمایی فاز سیال و جامد در ضخامت‌های مختلف اسفنج از سطح لوله (۱، ۲، ۳، ۴ میلی‌متر) در مقابل طول مبدل برای گرادیان دمایی ۳۷۵ K و سرعت گاز ورودی ۱۰ m/s.

خود است و پس از سپری شدن آن طول مشخص از اسفنج، اغتشاش جریان نقش بیشتری در تغییرات پروفیل سرعت و در نتیجه دما داشته است؛ در شکل ۸ نمونه‌ی بی‌شمار از این موضوع نشان داده شده است. اما در مورد پروفایل دمایی به دلیل خاصیت نمایی پروفایل دمایی و وجود گرادیان دمایی و در نتیجه انتقال گرما، حتی پس از این بازبایی پروفایل سرعت نیز، روند نزولی خود را ادامه می‌دهد.

• سرعت ورودی ۱۰ m/s

چنانکه در شکل ۹ مشاهده می‌شود، در سرعت ورودی ۱۰ m/s نیز همانند حالت ۶ m/s و در ضخامت‌های ۲، ۳، ۴ میلی‌متر، اختلاف دمای فاز سیال و جامد قابل چشم‌پوشی است و بیشترین اختلاف دما در $y = 1$ mm است که از حدود 100°C شروع شده و در طول مبدل با کاهش گرادیان دمایی کاهش می‌یابد. تمام تحلیل‌هایی که برای حالت ۶ m/s انجام شد، برای این حالت نیز صادق است.

• سرعت ورودی ۳۰ m/s

همان روند سرعت‌های ۶ m/s و ۱۰ m/s برای حالت ۳۰ m/s نیز برقرار است (شکل ۱۰)، با ذکر این نکته که با افزایش سرعت، اختلاف دمای فاز سیال و جامد

K : نفوذپذیری (m^2)؛
 k_{eff} : رسانندگی مؤثر محیط متخلخل (W/mK)؛
 k_{fe} : رسانندگی مؤثر فاز سیال (W/mK)؛
 k_{se} : رسانندگی مؤثر فاز جامد (W/mK)؛
 k_f : رسانایی گرمایی فاز سیال (W/mK)؛
 k_s : رسانایی گرمایی فاز جامد (W/mK)؛
 L : طول کانال (m)؛
 W : پهنای کانال (m)؛
 U : سرعت درون کانال (m/s)؛
 κ : نسبت انرژی جنبشی به جرم (J/kg)؛
 ε : نرخ اتلاف اغتشاش (m^2/s)؛
 ϕ : تخلخل (-)؛
 τ_{th} : پیچ و خم گرمایی (-).

نیروی محرکه‌ی سازوکار مهاجرت گرمایی حذف می‌شود. همچنین با افزایش سرعت گاز ضریب انتقال حرارت بین فازی افزایش یافته و در نتیجه شاهد کاهش اختلاف دمای فاز سیال و جامد در ارتفاعات مختلف هستیم.

نشانه‌ها و علائم اختصاری

a_{sf} : مساحت سطح مخصوص (m^2)؛
 C_F : ضریب اینرسی (-)؛
 d_f : قطر الیاف (m)؛
 $-dp$: افت فشار درون کانال (Pa)؛
 H_f : ضخامت اسفنج (m)؛
 H_t : ضخامت کانال (m)؛
 h_{sf} : ضریب انتقال حرارت بین فازی (W/m^2K)؛

پانویس‌ها

1. local thermal equilibrium
2. local thermal non-equilibrium
3. Interphase heat transfer coefficient
4. Diffusion
5. Impaction
6. Thermophoresis
7. turbulent kinetic energy
8. rate of viscous energy dissipation

منابع (References)

1. Yang, X., Yu, J., Guo, Z. and et al. "Role of porous metal foam on the heat transfer enhancement for a thermal energy storage tube", *Applied Energy*, **239**, pp. 142-156 (2019).
2. Singh, P., Zhang, M. and et al. "Array jet impingement onto high porosity thin metal foams at zero jet-to-foam spacing", *In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, **52125**, p. V08BT10A020. American Society of Mechanical Engineers (2018).
3. Kitti, N., Amani, J., Dalkilic, A. S. and et al. "Thermal performance of plate fin heat sink combined with copper foam", *Heat Transfer Research*, **50**(16), pp.1595-1613 (2019).
4. Vesenjak, M., Gacnik, F., Krstulovic-Opara, L., and et al. "Mechanical properties of advanced pore morphology foam elements", *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, **22**(5), pp. 359-366 (2015).
5. Dai, Z., Nawaz, K., Park, Y.G. and et al. "Correcting and extending the Boomsma-Poulikakos effective thermal conductivity model for three-dimensional, fluid-saturated metal foams", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**(6), pp. 575-580 (2010).
6. Calmidi, V. V., and Mahajan, R. L. "Forced convection in high porosity metal foams", *J. Heat Transfer*, **122**(3), pp. 557-565 (2000).
7. Lin, W., Xie, G., Yuan, J. and et al. "Comparison and analysis of heat transfer in aluminum foam using local thermal equilibrium or nonequilibrium model", *Heat Transfer Engineering*, **37**(3-4), pp. 314-322 (2016).
8. Hwang, J-J., Hwang, G-J., Yeh, R-H. and et al. "Measurement of interstitial convective heat transfer and frictional drag for flow across metal foams", *J. Heat Transfer*, **124**(1), pp. 120-129 (2002).
9. Kim, S. J., Kim, D., and Lee, D. Y. "On the local thermal equilibrium in microchannel heat sinks", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**(10) pp. 1735-1748 (2000).
10. Garrity, P. T., Klausner, J. F. and et al. "Performance of aluminum and carbon foams for air side heat transfer augmentation", *Journal of Heat Transfer*, **132**(12), pp.121901-121909 (2010).
11. Yang, X., Yu, J., Guo, Z. and et al. "Role of porous metal foam on the heat transfer enhancement for a thermal energy storage tube", *Applied Energy*, **239** pp. 142-156 (2019).
12. Zheng, M., Reader, G. T. and Hawley, J. G. "Diesel engine exhaust gas recirculation-a review on advanced and novel concepts", *Energy Conversion and Management*, **45**(6) pp. 883-900 (2004).
13. Alazmi, B. and Vafai, K. "Analysis of fluid flow and heat transfer interfacial conditions between a porous medium and a fluid layer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**(9), pp. 1735-1749 (2001).
14. Beavers, G. S., and Joseph, D. D. "Boundary conditions at a naturally permeable wall", *Journal of Fluid Mechanics*, **30**(1), pp.197-207 (1967).

15. Sauret, E., Abdi, I. and Hooman, K. "Fouling of waste heat recovery: numerical and experimental results", in *Proceedings of the 19th Australasian Fluid Mechanics Conference, AFMC* (2014).
16. Zheng, M., Reader, G. T. and Hawley, J. G. "Diesel engine exhaust gas recirculation-a review on advanced and novel concepts", *Energy Conversion and Management*, **45**(6), pp. 883-900 (2004).
17. Pourrezaei, M. H., Malayeri, M.R. and Hooman, K. "Thermal performance and mechanisms of soot deposition in foam structured exhaust gas recirculation coolers", *International Journal of Thermal Sciences*, **146**, p. 106108 (2019).
18. Abarham, M. "Review of soot deposition and removal mechanisms in EGR coolers", *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, **3.1**, pp. 690-704 (2010).
19. Razmavar, A.R. and Malayeri, M.R. "A simplified model for deposition and removal of soot particles in an exhaust gas recirculation cooler", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **138.1**, pp.11505-11514 (2016).
20. Abd-Elhady, M.S., Malayeri, M.R. and et al. "Fouling problems in exhaust gas recirculation coolers in the automotive industry", *Heat Transfer Engineering*, **32**(3-4), pp. 248-257 (2011).
21. Kahle, J. "Experimental investigation of deposit formation in foam structured EGR coolers", ITW Thesis, University of Stuttgart, Stuttgart, Germany (2012).
22. Ejlali, A., Mee, D.J., Hooman, K. and et al. "Numerical modelling of the self-heating process of a wet porous medium", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**(25-26), pp. 5200-5206 (2011).
23. Boyd, B., and Hooman, K. "Air-cooled micro-porous heat exchangers for thermal management of fuel cells", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39**(3), pp. 363-367 (2012).
24. Nield, D. A. and Kuznetsov. A.V. "An historical and topical note on convection in porous media", *Journal of Heat Transfer*, **135**(6), pp.61201-61210 (2013).
25. Odabae, M., and Hooman, K. "Metal foam heat exchangers for heat transfer augmentation from a tube bank", *Applied Thermal Engineering*, **36**, pp. 456-463 (2012).
26. Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P. and et al *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons (2011).
27. Lu, W., Tao Z., and Mo, Y. "Analytical solution of forced convective heat transfer in parallel-plate channel partially filled with metallic foams", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **100**, pp. 718-727 (2016).
28. Anuar, F. S., Hooman, K. Malayeri, M. R. and et al. "Experimental study of particulate fouling in partially filled channel with open-cell metal foam", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **110**, p. 109941 (2020).