



تحلیل عددی و آماری انتقال گرما و نرخ تولید انرژی در چاه گرمایی استوان‌های با پیکربندی جدید مینی کانال‌ها

محسن محمدی نژاد^۱ و علیرضا فلاحت^{۲*}

۱- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد ماهشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، ماهشهر، ایران

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد ماهشهر، دانشگاه آزاد اسلامی، ماهشهر، ایران ar.falahat@iau.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۵/۳/۲۰، بازنگری: ۱۴۰۵/۴/۱۵، پذیرش: ۱۴۰۵/۵/۵

چکیده

در مطالعه حاضر، عملکرد گرمایی-هیدرولیکی جریان آب در چاه گرمایی استوان‌های با مینی کانال‌های هیبریدی جدید، به صورت عددی و آماری بررسی شده است. هندسه مینی کانال‌های هیبریدی شامل یک بخش مستقیم و چهار بخش مارپیچ با زوایای مارپیچ متفاوت می‌باشد. جهت کاهش تعداد شبیه‌سازی‌ها و بهینه نمودن عملکرد چاه گرمایی، از روش تاگوچی با آرایه L16 استفاده شده است. پنج فاکتور طراحی شامل عدد رینولدز و چهار زوایای مارپیچ مختلف در طول مینی کانال در چهار سطح متفاوت می‌باشد. تأثیر فاکتورهای فوق بر پارامترهای خروجی نظیر عدد ناسلت (Nu)، ضریب اصطکاک (f)، ضریب کارایی گرمایی کل (TPF) و عدد تولید انرژی (EGN) ارزیابی شده است. نتایج نشان داد که عدد رینولدز بیش‌ترین تأثیر را بر روی TPF و EGN دارد که سهم آن به ترتیب ۸۰/۳۳٪، ۷۸/۸۸٪ می‌باشد. پس از آن زاویه اولین بخش مارپیچ، سهم قابل توجهی بر پارامترهای خروجی دارد و سهم بقیه فاکتورها ناچیز می‌باشد. هم‌چنین دو ترکیب بهینه برای TPF و EGN به دست آمد که درصد بهبود این ترکیب‌ها نسبت به نمونه اصلی به ترتیب حدود ۵۴٪ و ۶۹٪ می‌باشد.

کلمات کلیدی: چاه گرمایی استوان‌های، مینی کانال هیبریدی، نرخ تولید انرژی، عدد رینولدز، روش تاگوچی.

*عهده‌دار مکاتبات: ar.falahat@iau.ac.ir

نحوه استناد به این مقاله: محسن محمدی نژاد و علیرضا فلاحت. تحلیل عددی و آماری انتقال گرما و نرخ تولید انرژی در چاه گرمایی استوان‌های با پیکربندی جدید مینی کانال‌ها. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی. ۱۴۰۵؛ ۱۳ (۲): ۱۷-۳۴.

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، با گسترش روز افزون فناوری در سامانه‌های الکترونیکی و تجهیزات با توان بالا، مدیریت گرما تولید شده و پایداری دمایی قطعات، به یکی از چالش‌های اساسی در طراحی سیستم‌های انرژی بالا تبدیل شده است [۱ و ۲]. افزایش چگالی توان در تجهیزات فشرده موجب شده است که روش‌های خنک‌کاری مرسوم کارایی لازم را نداشته باشند. برای بهبود انتقال گرما، روش‌های مختلفی وجود دارد که استفاده از تولیدکننده‌های ورتکس در کانال‌ها به‌عنوان رویکردی نوین شناخته می‌شود. این سازوکار با ایجاد آشفتگی هدفمند در جریان، توجه بسیاری از پژوهشگران را به خود جلب کرده و به‌عنوان راه‌کاری مؤثر برای بهبود عملکرد حرارتی مطرح شده است [۳-۵]. استفاده از نانوسیالات نیز به یکی دیگر از راه‌کارهای مهم در خنک‌کاری و سیالات تبدیل شده است [۶-۱۱]. عزیزی و همکاران [۱۲] عملکرد گرمایی یک چاه گرمایی استوانه‌ای با ۸۶ میکروکانال را به‌صورت تجربی و با استفاده از نانوسیال آب-مس بررسی نمودند. نتایج نشان داد که افزودن نانوذرات موجب بهبود قابل‌توجه عدد ناسلت در مقایسه با آب خالص می‌شود و کارایی حرارتی را افزایش می‌دهد. شهد و همکاران [۱۳] انتقال گرما اجباری نانوسیال Water-CuO در چاه گرمایی استوانه‌ای با کانال‌های موجی سینوسی و مستقیم به‌صورت عددی در رینولدزهای کمتر از ۷۰۰ را بررسی کردند. نتایج نشان داد که طراحی مینی کانال موجی سینوسی با افزایش دامنه موج و تعداد چین‌خوردگی، موجب کاهش دمای دیواره و تقویت ضریب انتقال حرارت می‌شود. همچنین مشخص شد که افزایش میزان چین‌خوردگی، مقاومت گرمایی را کاهش می‌دهد. آن‌ها نتیجه گرفتند که نانوسیال در مقایسه با آب خالص، عملکرد حرارتی به‌مراتب بهتری ارائه می‌دهد. فلاحت و همکاران [۱۴، ۱۵] کارایی گرمایی-هیدرولیکی نانوسیال بوهمیت آلومینا در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچ را به‌صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که زاویه مارپیچ و عدد رینولدز بیش‌ترین تأثیر را بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک دارند و مینی کانال مارپیچ با نانوسیال انتخاب مناسبی برای بهبود عملکرد حرارتی چاه‌های گرمایی استوانه‌ای است. خسروی و همکاران [۱۶] تحلیل قانون دوم ترمودینامیک بر روی نانوسیال هیبریدی گرافن-پلاتینیوم/آب در چاه گرمایی میکروکانال استوانه‌ای با فین‌های موجی را به‌صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش دامنه موج، غلظت نانوذرات و عدد رینولدز، انتروپی حرارتی را کاهش و انتروپی اصطکاک را افزایش می‌دهد و برگشت‌ناپذیری به‌وجود آمده عمدتاً حرارتی است. همچنین یک مدل شبکه عصبی برای پیش‌بینی نرخ تولید انتروپی ارائه کردند. خلیفه و جفال [۱۷] به مطالعه عددی و تجربی مشخصات انتقال گرما و افت فشار جریان آب در یک چاه گرمایی مینی کانال جدید با سطح مقطع شش‌ضلعی پرداختند. آن‌ها پیکربندی‌های مختلفی از موانع، شامل پین‌هایی با سطح مقطع نیم‌دایره‌ای، سوزنی شامل حفره‌هایی را به‌منظور بهبود اختلاط سیال و انتقال گرما به‌کار گرفتند. نتایج پژوهش آن‌ها نشان داد که در مقایسه با چاه گرمایی مینی کانال استوانه‌ای متداول (فاقد مانع و حفره)، بهبود قابل‌توجهی در انتقال گرما حاصل شده است. به‌طوری‌که پیکربندی پین‌های نیم‌دایره‌ای منجر به دستیابی به کارایی گرمایی-هیدرولیکی ۱/۶۷ گردید. خلیفه و جفال [۱۸] عملکرد گرمایی-هیدرولیکی چاه‌های گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مختلف را به‌صورت عددی و تجربی بررسی نمودند. آن‌ها مینی کانال‌های مستقیم، مارپیچ و موجی را ارزیابی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش گام و دامنه موج، موجب تقویت انتقال گرما می‌گردد و همچنین مشخص نمودند که مینی کانال مارپیچ، بهترین عملکرد حرارتی-هیدرولیکی و کم‌ترین اتلاف انرژی را دارد. فلاحت و همکاران [۱۹]، انتقال گرما جریان سیال آب در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچ را بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که با کاهش زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها، انتقال گرما و افت فشار افزایش می‌یابد. همچنین، دو رابطه هم‌بستگی جدید برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست آوردند. نی و همکاران [۲۰]، یک چاه گرمایی استوانه‌ای با میکروکانال‌های هیبریدی و فین‌های متخلخل را جهت بهبود خنک‌کاری منابع استوانه‌ای بصورت عددی تحلیل نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از فین‌های متخلخل، ضمن افزایش ۶۱/۷٪ انتقال گرما و کاهش ۲۲/۸٪ تولید انتروپی، کارایی گرمایی را به ۲۷٪ ارتقا می‌دهد. جیانگ و همکاران [۲۱] عملکرد گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید انتروپی در چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال مارپیچ دارای سوراخ‌های دایره‌ای در فین را به‌صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که که سوراخ فین‌ها، جریان سیال را بهبود داده و انتقال گرما را افزایش می‌دهد. همچنین، اندازه و موقعیت سوراخ‌ها بر نرخ تولید انتروپی و عملکرد حرارتی تأثیرگذار بود و ایجاد سوراخ در فین باعث بهبود کلی عملکرد حرارتی-هیدرولیکی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچ می‌شود. فان و همکاران [۲۲] نشان دادند که چاه گرمایی استوانه‌ای مینی کانال با فین‌های مورب نسبت به نوع فین مستقیم، عملکرد حرارتی

بهتری دارد. این ساختار با حذف اثر لبه‌ای و ایجاد جریان ثانویه یکنواخت، عدد ناسلت را تا ۷۵/۶٪ افزایش و مقاومت حرارتی را تا ۵۹٪ کاهش می‌دهد، و همچنین افت فشار قابل توجهی ایجاد نمی‌شود. شی و همکاران [۲۳]، عملکرد گرمایی-هیدرولیکی چاه گرمایی را با یک ساختار نوین فین سوزنی با آرایش متناوب را به صورت عددی و با بهره‌گیری از روش تاگوچی ارزیابی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از چگالی و ارتفاع متغیر (به‌ویژه در پیکربندی رشد خطی)، ضمن حفظ افت فشار، موجب بهبود چشم‌گیر کارایی گرمایی و یکنواختی دما چاه گرمایی می‌گردد که راه‌کاری کارآمد برای مدیریت حرارتی در سیستم‌های الکترونیکی پرتوان می‌باشد. لی و همکاران [۲۴] چاه گرمایی شیاردار با فین‌های مستطیلی را برای خنک‌کاری تجهیزات با توان بالا را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ترکیب بهینه شیارها و فین‌ها، انتقال گرما را به‌طور قابل توجهی افزایش داده، دمای ماکزیمم را کاهش و شاخص عملکرد کلی را بهبود می‌بخشد. این پژوهش نشان داد که اصلاح هندسی فین‌ها و شیارها راه‌کار موثری برای مدیریت انتقال گرما می‌باشد. عبدالحالم و همکاران [۲۵] چاه گرمایی استوان‌های با مینی کانال ترکیبی مستقیم-موجی را برای بهبود انتقال گرما و کاهش افت فشار بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که کانال ترکیبی عملکرد کلی بهتری نسبت به کانال مستقیم دارد، دمای سطح را کاهش می‌دهد و توزیع یکنواخت دما در طول مینی کانال افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین دریافته‌اند که استفاده از این نوع مینی کانال باعث کاهش نرخ تولید آنتروپی و بهبود کارایی حرارتی-هیدرولیکی می‌شود و نتایج تجربی با نتایج عددی تطابق خوبی دارند. لی و همکاران [۲۶] عملکرد حرارتی و هیدرولیکی چاه‌های گرمایی با میکروکانال و میکرو پین فین را به صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ابعاد حفره‌ها و پین فین‌ها بیش‌ترین تأثیر را بر انتقال حرارت، افت فشار و یکنواختی دما دارند و طراحی بهینه با کاهش مصرف انرژی، کارایی کلی سیستم را بهبود می‌بخشد.

هدف اصلی مطالعه حاضر، مطالعه عددی و آماری مشخصات انتقال گرما و جریان سیال و نرخ تولید آنتروپی در یک چاه گرمایی استوان‌های با پیکربندی جدید می‌باشد. هر مینی کانال شامل بخش ابتدایی مستقیم و چهار بخش مارپیچ با زوایای متفاوت می‌باشد. تأثیر عدد رینولدز و زوایای مارپیچ هر بخش بر کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید آنتروپی چاه گرمایی بررسی می‌گردد. نوآوری این مطالعه در به‌کارگیری مینی کانال‌های هیبریدی با پیکربندی جدید (شامل بخش ابتدایی مستقیم و بخش‌های مارپیچ با زوایای متفاوت مارپیچ در طول مینی کانال) در یک چاه گرمایی استوان‌های به‌منظور ارتقای عملکرد حرارتی-هیدرولیکی آن نهفته است که تاکنون انجام نگردیده است و همچنین مشخص کردن ساختارهای بهینه بر اساس الگوریتم تاگوچی و آنالیز واریانس برای پارامترهای خروجی نظیر کارایی گرمایی کلی و عدد تولید آنتروپی چاه گرمایی، نوآوری دیگر این پژوهش می‌باشد.

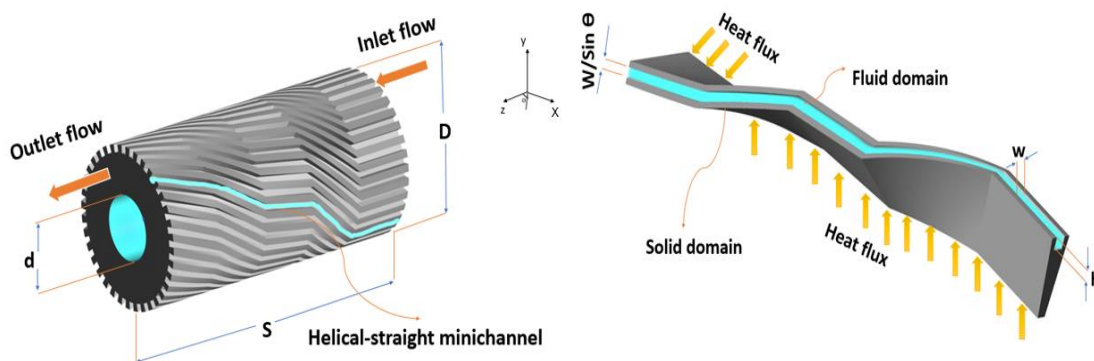
۲- روش شبیه‌سازی عددی

۲-۱- هندسه و شبکه بندی

هندسه مورد مطالعه شامل یک چاه گرمایی استوان‌های با ۳۶ عدد مینی کانال با زوایای مارپیچ متفاوت است که در شکل (۱) نشان داده شده است. هر مینی کانال از یک بخش ابتدایی مستقیم و چهار بخش مارپیچ با زوایای متفاوت تشکیل شده است. سیال خنک‌کننده آب و جنس چاه گرمایی از مس انتخاب شده است. پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوان‌های موردنظر به صورت زیر می‌باشد.

جدول ۱: پارامترهای هندسی چاه گرمایی استوان‌های

پارامترها	مقدار
طول چاه گرمایی (S)	۵۰ mm
قطر چاه گرمایی (D)	۲۵ mm
قطر گرمکن (d)	۱۰ mm
ارتفاع مینی کانال (H)	۱/۲ mm
عرض مینی کانال (w)	۱ mm
زوایای مارپیچ (θ)	۸۰-۷۰-۶۰-۵۰ deg



شکل ۱: مدل هندسی چاه گرمایی استوانه‌ای با پیکربندی جدید مینی کانال‌ها

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این بخش به تشریح دقیق معادلات حاکم بر چاه گرمایی مورد مطالعه پرداخته می‌شود. معادلات حاکم شامل پیوستگی، مومنتوم و انرژی می‌باشد و به صورت جریان آرام، تکفاز، نیوتونی، تراکم ناپذیر، پایا، در نظر گرفته می‌شود. هم‌چنین از جابه‌جایی طبیعی، تشعشع و اتلاف لزجت نیز صرف‌نظر شده است [۲۷]. برای دقت بیش‌تر در شبیه‌سازی، خواص ترموفیزیکی آب تابعی از دما [۲۸] در نظر گرفته شده‌اند. با در نظر گرفتن فرض‌های فوق معادلات حاکم بر سیال و جامد به شرح زیر است:

$$\nabla \cdot (\vec{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f (\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 (\vec{V}) \quad (2)$$

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \frac{K_f}{\rho_f C_{pf}} \nabla^2 T \quad (3)$$

$$\nabla^2 T_s = 0 \quad (4)$$

برای حل معادلات (۱) تا (۴) شروط مرزی مطابق جدول (۲) به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

جدول ۲: شرایط مرزی چاه گرمایی برای شبیه‌سازی عددی

شرایط مرزی	مرزها
$u_{in}=0.127-0.381 \text{ m/s}$	
$u_{in}=0.127-0.381 \text{ m/s}$	سرعت در ورودی مینی کانال‌ها
$T = 297K$	دما در ورودی مینی کانال‌ها
$P = P_{out} = 0 \text{ Pa}$	خروجی مینی کانال‌ها
$q'' = -k_s \nabla T_s = 190985.9 \text{ W/m}^2$	شار گرمکن
$-k_s \nabla T_s = 0$ (عایق گرما)	دیواره جلویی و پشتی چاه گرمایی و دیواره بالای مینی کانال‌ها
پریودیک	دیواره های جانبی چاه گرمایی
$-k_s \nabla T_s = -k_f \nabla T_f$ $T_s = T_f$ (پیوستگی دما و شار حرارتی)	سطح مشترک سیال-جامد

۲-۳- پارامترهای مورد بررسی

برای اندازه‌گیری دما، فشار و سرعت جریان در خروجی از میانگین وزنی جرمی و برای تعیین دمای دیواره‌ها، از میانگین وزنی سطحی استفاده شد. بدین ترتیب، مقادیر میانگین پارامترهای جریان و دمای مؤثر دیواره‌ها محاسبه شده اند. در ادامه نحوه محاسبه قطر هیدرویکی و عدد رینولدز و ضریب اصطکاک فانیگ برای مینی کانال ارائه شده است:

$$Re = \frac{\rho_{in} u_{in} D_h}{\mu_{in}} \quad (5)$$

$$D_h = \frac{2(WH)}{(W+H)} \quad (6)$$

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2L \rho_f u_{in}^2} \quad (7)$$

لازم به ذکر است در معادلات فوق ρ_f ، ΔP و L به ترتیب افت فشار، چگالی متوسط سیال و طول مینی کانال می‌باشد. روابط ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی و عدد ناسلت در زیر نشان داده شده است:

$$h = \frac{q}{A_c \left[T_w - \left(\frac{T_{in} - T_{out}}{2} \right) \right]} \quad (8)$$

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

A_c ، T_w ، q ، k_f به ترتیب رسانانیش گرمایی متوسط سیال، گرمای جذب شده توسط سیال، دمای سطح انتقال گرمایی جابه‌جایی و سطح انتقال گرما می‌باشد. ضریب کارایی حرارتی و عدد انتروپی نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹ و ۳۰]:

$$\frac{Nu}{TPF} = \frac{Nu_0}{\sqrt[3]{\frac{f}{f_0}}} \quad (10)$$

$$S_{gen} = S_{gen,T} + S_{gen,P} = \frac{q(T_w - T_f)}{T_w T_f} + \frac{Q}{T_f} \Delta P \quad (11)$$

$$EGN = \frac{S_{gen}}{S_{gen,0}} \quad (12)$$

که در دو رابطه بالا اندیس 0 مربوط به چاه گرمایی با مینی کانال مستقیم می‌باشد.

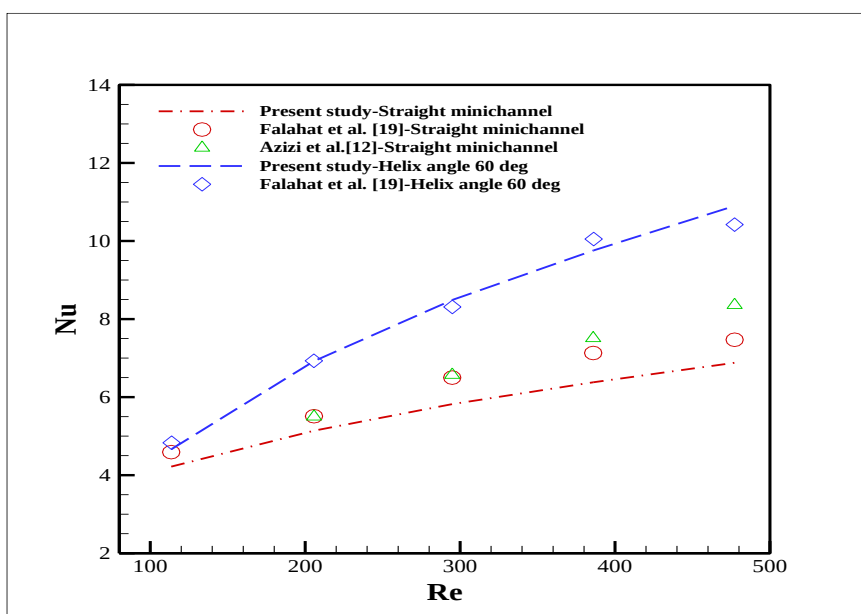
۲-۴- حل عددی، شبکه‌بندی و اعتبارسنجی

در این پژوهش، معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با روش حجم محدود در نرم‌افزار فلوئنت حل شدند. حل گر فشار از نوع تفکیک‌شده بر مبنای فشار دو دقت انتخاب شد و الگوریتم سیمپل برای کوپلینگ سرعت و فشار به کار گرفته شده است. برای گسسته‌سازی معادلات پیوستگی و مومنتوم از روش بالادست مرتبه دوم استفاده شده است. هم‌چنین معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی و مومنتوم کمتر از 10^{-6} برای معادله انرژی کمتر از 10^{-9} در نظر گرفته شد. استقلال از شبکه برای تمامی مدل‌ها جهت به دست آوردن نتایج با دقت بالاتر انجام شده است. به طوری که برای هر مدل، چهار شبکه با سازمان تولید گردیده است. به طور مثال نتایج برای چاه گرمایی استوان‌های با عدد رینولدز ۴۵۰، $\theta_1 = 50^\circ$ ، $\theta_2 = 80^\circ$ ، $\theta_3 = 60^\circ$ ، $\theta_4 = 70^\circ$ در جدول (۳) نشان داده شده است. با توجه به جدول مذکور مشاهده می‌شود از تعداد شبکه ۱۷۳۰۰۹ به بعد، درصد خطای

نسبی برای Nu و f ، تغییر زیادی نداشته و به همین علت، سومین شبکه جهت محاسبات انتخاب شده است. جهت اعتبارسنجی شبیه‌سازی کار حاضر، نتایج به‌دست آمده برای چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مستقیم با نتایج عزیزی و همکاران [۱۲] فلاح و همکاران [۱۹] و همچنین مینی کانال‌های مارپیچ با زاویه مارپیچ ۶۰ درجه با نتایج تجربی فلاح و همکاران [۱۹] مقایسه گردیده است. شکل (۲)، مقایسه عدد ناسلت با کارهای تجربی فوق را نشان می‌دهد. لازم به‌ذکر است که عدد رینولدز در این نمودار براساس خواص ترموفیزیکی سیال در دمای میانگین در طول مینی کانال‌ها محاسبه شده است. با توجه به نمودار، مشاهده می‌گردد که تطابق خوبی بین نتایج عددی و تجربی برقرار می‌باشد و ماکزیمم خطای نسبی با نتایج عزیزی و همکاران [۱۲] و فلاح و همکاران [۱۹] کم‌تر از ۱۰/۷٪ می‌باشد.

جدول ۳: نتایج استقلال از شبکه

تعداد شبکه	Nu	$\frac{ Nu_{base}-Nu }{Nu_{base}}*100$	f	$\frac{ f_{base}-f }{f_{base}}*100$
570962	13.444	0.62	0.0607	1.37
1146306	13.441	0.6	0.0613	0.35
1730092	13.382	0.16	0.0614	0.15
2353392	13.360	base	0.0615	base



شکل ۲: مقایسه نتایج کار عددی حاضر با نتایج تجربی عزیزی و همکاران [۱۲] و فلاح و همکاران [۱۹]

۲-۵- الگوریتم تاگوچی

به‌منظور تعیین پارامترهای مؤثر خروجی در چاه گرمایی استوانه‌ای با آرایش جدید مینی کانال‌ها، از الگوریتم تاگوچی استفاده شد. این روش با بهره‌گیری از آرایه‌های متعامد، امکان بررسی هم‌زمان چند متغیر را با حداقل تعداد شبیه‌سازی فراهم می‌کند. در مقایسه با طراحی فاکتوریل کامل، تعداد حالات بررسی (۱۰۲۴ حالت) به ۱۶ حالت کاهش یافت که منجر به کاهش حدود ۹۸٪ در تعداد شبیه‌سازی‌ها شد، در حالی که دقت نتایج نیز حفظ گردید [۲۹]. فاکتورهای طراحی و سطح آن‌ها در جدول (۴) نشان داده شده است. آرایه متعامد برای این مطالعه در جدول (۵) نشان داده شده است. همچنین برای ارزیابی پاسخ‌ها از شاخص نسبت سیگنال به نویز (S/N) استفاده شد؛ به‌طوری‌که حالت «بزرگ‌ترین-بهترین» برای عدد ناسلت و ضریب کارایی حرارتی کل و حالت «کوچک‌ترین-بهترین» برای افت فشار و عدد تولید انتروپی در نظر گرفته شد [۲۶].

بزرگ‌ترین-بهترین:

$$SNR_L = -10 \times \log 10 \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (13)$$

کوچک‌ترین-بهترین:

$$SNR_S = -10 \times \log 10 \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (14)$$

در این روابط، y_i مقدار پاسخ خروجی از شبیه‌سازی عددی و n تعداد تکرارهای آزمایش است.

جدول ۴: فاکتورهای طراحی و سطح آن‌ها

فاکتورهای طراحی	سطح			
	1	2	3	4
A=Re	150	250	350	450
B= θ_1 (deg)	50	60	70	80
C= θ_2 (deg)	50	60	70	80
D= θ_3 (deg)	50	60	70	80
E= θ_4 (deg)	50	60	70	80

جدول ۵: آرایه متعامد L_{16} برای مطالعه انجام شده

آزمایش	فاکتورها				
	Re	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	θ_3 (deg)	θ_4 (deg)
1	150	50	50	50	50
2	150	60	60	60	60
3	150	70	70	70	70
4	150	80	80	80	80
5	250	50	60	70	80
6	250	60	50	80	70
7	250	70	80	50	60
8	250	80	70	60	50
9	350	50	70	80	60
10	350	60	80	70	50
11	350	70	50	60	80
12	350	80	60	50	70
13	450	50	80	60	70
14	450	60	70	50	80
15	450	70	60	80	50
16	450	80	50	70	60

۲-۶- آنالیز واریانس

جهت بررسی تأثیر هر فاکتور طراحی بر نتایج خروجی و تعیین میزان سهم هر پارامتر در تغییر پاسخ‌ها، از روش آماری آنالیز واریانس (ANOVA) استفاده شده است [۳۰]. این روش، ابزاری قدرتمند برای ارزیابی میزان اثرگذاری عوامل مختلف است و با محاسبه‌ی واریانس، سهم هر پارامتر را در تغییر متغیرهای وابسته مشخص می‌کند. در این روش، مفاهیم آماری نظیر مجموع مربعات، درجه آزادی، میانگین مربعات و درصد مشارکت برای هر فاکتور محاسبه می‌شوند. فرمول‌های پایه مورد استفاده در این مطالعه به صورت زیر هستند [۳۱]:

$$SS_K = N_K \sum (\bar{y}_{kj} - \bar{y}_{ij})^2 \quad (15)$$

$$SS_T = \sum (y_{ij} - \bar{y}_{ij})^2 \quad (16)$$

$$V_k = \frac{SS_K}{DF_K} \quad (17)$$

$$CR_k = \frac{SS_K}{SS_T} \quad (18)$$

که SS_T ، SS_K ، V_k ، CR_k و N_K به ترتیب مجموع مجذورات فاکتور K ، مجموع مجذورات کل تغییرات، واریانس فاکتور K ، درصد مشارکت هر فاکتور و تکرار فاکتور K در هر سطح است. با توجه به ساختار آرایه متعامد L_{16} ، مجموع درجات آزادی در این مطالعه برابر با ۱۵ است. از آن جاکه پنج فاکتور مورد بررسی هر کدام دارای چهار سطح هستند، هر فاکتور دارای سه درجه آزادی بوده و در مجموع تمامی ۱۵ درجه آزادی توسط فاکتورها مصرف می‌شود. بنابراین، درجه آزادی مستقلی برای خطا باقی نمی‌ماند. از این رو، در تحلیل حاضر ANOVA با هدف تعیین سهم نسبی هر فاکتور از تغییرات کل پاسخ و محاسبه درصد مشارکت عوامل انجام شده است. درصد مشارکت هر فاکتور بر اساس نسبت مجموع مربعات آن فاکتور به مجموع مربعات کل محاسبه می‌شود. به دلیل صفر بودن درجه آزادی خطا، امکان برآورد مستقل و قابل اتکای واریانس خطا وجود نداشته و بنابراین آزمون‌های معنی‌داری آماری مبتنی بر F -value و p -value در این مطالعه انجام نشده است. در نتیجه، نتایج ANOVA صرفاً برای مقایسه میزان تأثیر نسبی فاکتورها و شناسایی عوامل غالب بر پاسخ مورد استفاده قرار گرفته‌اند و نباید به عنوان آزمون معنی‌داری آماری مستقل تفسیر شوند.

۳- نتایج و بحث

۳-۱- نسبت سیگنال به نویز

در این بخش، کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید انتروپی برای چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال هیبریدی برای شانزده مدل طراحی شده و بر اساس الگوریتم تاگوچی نشان داده شده است. نتایج کارایی گرمایی-هیدرولیکی و نرخ تولید انتروپی و نسبت سیگنال به نویز در جدول (۶) نشان داده شده است. در این پژوهش، هدف، مقادیر بالاتر عدد ناسلت و ضریب کارایی گرمایی کل و مقادیر کمتر ضریب اصطکاک، نرخ تولید انتروپی و عدد تولید انتروپی است. تجزیه و تحلیل آماری نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های عددی با استفاده از افزار Mini Tab.22 انجام شده است.

جدول ۶: نتایج عددی نسبت سیگنال به نویز برای ۱۶ مدل

آزمایش	Nu	SNR _{Nu}	f	SNR _f	TPF	SNR _{TPF}	S _{gen}	SNR _{s_{gen}}	EGN	SNR _{EGN}
1	7.969	18.028	0.150	16.467	1.208	1.646	0.031	30.069	0.499	6.023
2	6.877	16.748	0.111	19.021	1.150	1.218	0.039	27.964	0.637	3.917
3	6.019	15.590	0.091	20.779	1.077	0.646	0.043	28.208	0.698	4.161
4	5.495	14.799	0.080	21.854	1.024	0.213	0.039	28.528	0.626	4.482
5	9.259	19.331	0.082	21.678	1.291	2.224	0.033	29.513	0.536	5.416
6	9.533	19.584	0.085	21.401	1.316	2.386	0.031	29.996	0.507	5.899
7	8.785	18.875	0.082	21.660	1.225	1.763	0.034	29.274	0.550	5.177
8	8.347	18.430	0.081	21.778	1.169	1.357	0.033	28.885	0.536	4.788
9	11.061	20.876	0.070	23.043	1.346	2.581	0.031	30.900	0.503	6.769
10	10.634	20.534	0.070	23.061	1.295	2.245	0.029	30.729	0.467	6.598
11	10.741	20.621	0.066	23.594	1.335	2.510	0.028	30.829	0.462	6.698
12	10.429	20.365	0.065	23.640	1.298	2.269	0.029	30.726	0.468	6.594
13	13.391	22.536	0.061	24.233	1.480	3.408	0.025	32.038	0.404	7.872
14	12.883	22.200	0.059	24.543	1.441	3.175	0.023	32.421	0.386	8.255
15	12.235	21.752	0.061	24.261	1.354	2.633	0.025	31.766	0.416	7.601
16	12.213	21.737	0.058	24.594	1.369	2.729	0.026	31.373	0.436	7.207

نسبت سیگنال به نویز برای پارامترهای خروجی و با استفاده از روابط (۱۲) و (۱۳) محاسبه و در جدول‌های (۷) تا (۹) نشان داده شده است. مقادیر نسبت سیگنال به نویز مربوط به فاکتورهای طراحی در سطوح مختلف، برای عدد ناسلت، در جدول (۷) نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد تأثیر فاکتورهای عدد رینولدز، زاویه مارپیچ θ_1 و زاویه مارپیچ θ_2 بر عدد ناسلت قابل توجه می‌باشد که مقادیر تأثیر فاکتورهای مذکور طبق جدول (۷) برای عدد رینولدز، زاویه مارپیچ θ_1 و زاویه مارپیچ θ_2 به ترتیب برابر با $۵/۷۶$ ، $۱/۳۶$ ، $۰/۸۱$ و سهم فاکتورهای دیگر کم‌تر می‌باشد. دلیل آن این است که با افزایش عدد رینولدز، ضخامت لایه مرزی کاهش و اختلاط جریان افزایش می‌یابد که باعث افزایش انتقال گرما در مینی کانال می‌گردد. همچنین با کاهش زاویه مارپیچ مینی کانال، طول مینی کانال (سطح انتقال گرما) افزایش می‌یابد و شدت ایجاد جریان ثانویه بیش‌تر شده که نتیجه آن توزیع دمایی یکنواخت‌تر نسبت به مینی کانال مستقیم می‌باشد. این یافته با نتایج فلاح و همکاران [۱۴] و خلیفه و جفال [۱۸] مطابقت دارد. با توجه به جدول (۷)، مدل بهینه برای عدد ناسلت $A_4B_1C_1D_1E_1$ می‌باشد.

جدول ۷: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای عدد ناسلت

Level	Re	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	θ_3 (deg)	θ_4 (deg)
1	16.2	20.19	19.99	19.87	19.69
2	19.0	19.77	19.55	19.58	19.56
3	20.6	19.21	19.27	19.30	19.52
4	22.0	18.83	19.19	19.25	19.24
Delta	5.76	1.36	0.81	0.61	0.45

نسبت سیگنال به نویز مربوط به پنج فاکتور طراحی در سطوح مختلف برای ضریب اصطکاک فانیگ در جدول (۸) ارائه شده است. شایان ذکر است که افزایش مقدار نسبت سیگنال به نویز برای ضریب اصطکاک، بیان‌گر کاهش مقدار این پارامتر می‌باشد. نتایج نشان داد که مقادیر اثر عدد رینولدز، و زوایای مارپیچ θ_1 ، θ_2 ، θ_3 و θ_4 به ترتیب برابر با $۴/۸۸$ ، $۱/۶۱$ ، $۱/۵۳$ ، $۱/۱۹$ و $۱/۰۶$ می‌باشد. با توجه به این جدول، بدیهی است که ضریب اصطکاک فانیگ با افزایش عدد رینولدز و افزایش زاویه مارپیچ مینی کانال‌ها، کاهش می‌یابد. لازم به ذکر می‌باشد که افزایش زوایای مارپیچ منجر به کاهش طول مینی کانال‌ها و کاهش جریان ثانویه (کاهش افت فشار) می‌گردد. این یافته با نتایج فلاح و همکاران [۱۹] مطابقت دارد. همچنین می‌توان مشاهده نمود که کم‌ترین ضریب اصطکاک در سطح چهارم فاکتورهای طراحی اتفاق می‌افتد.

جدول ۸: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب اصطکاک فانیگ

Level	Re	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	θ_3 (deg)	θ_4 (deg)
1	19.53	21.36	21.51	21.58	21.39
2	21.63	22.01	22.15	22.16	22.08
3	23.33	22.57	22.54	22.53	22.51
4	24.41	22.97	22.70	22.64	22.92
Delta	4.88	1.61	1.19	1.06	1.53

جدول (۹)، میانگین نسبت سیگنال به نویز نرخ تولید انرژی را برای شانزده مدل طراحی نشان می‌دهد. نتایج بیان می‌کند که نرخ تولید انرژی در بازه $۰/۰۲۳$ تا $۰/۰۴۳$ وات بر کلون (طبق جدول ۶) تغییر می‌کند. رفتار نرخ تولید انرژی گرمایی ($S_{gen,T}$) برخلاف نرخ تولید انرژی اصطکاکی ($S_{gen,p}$) می‌باشد. همچنین نرخ تولید انرژی گرمایی بسیار غالب‌تر از نرخ تولید انرژی اصطکاکی می‌باشد [۷]. با توجه به جدول مشاهده می‌شود که نرخ تولید انرژی با افزایش عدد رینولدز و کاهش زاویه مارپیچ، کاهش می‌یابد. این کاهش به این دلیل می‌باشد که نرخ تولید انرژی گرمایی با افزایش سطح انتقال گرما، افزایش جریان ثانویه و کاهش دمایی میانگین دیواره، کاهش می‌یابد.

با توجه به جدول (۹)، کم‌ترین نرخ تولید انتروپی در بیش‌ترین عدد رینولدز و کم‌ترین مقادیر زوایای مارپیچ اتفاق می‌افتد و بیش‌ترین تأثیر زوایای مارپیچ بر نرخ تولید انتروپی مربوط به زاویه مارپیچ θ_3 می‌باشد. مدل بهینه برای نرخ تولید انتروپی $A_4B_1C_1D_1E_1$ می‌باشد.

جدول ۹: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای نرخ تولید انتروپی

Level	Re	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	θ_3 (deg)	θ_4 (deg)
1	28.32	30.43	30.57	30.62	30.52
2	29.57	30.28	29.99	30.09	29.68
3	30.60	29.76	29.80	29.69	29.98
4	31.90	29.93	30.04	29.99	30.22
Delta	3.58	0.67	0.77	0.93	0.84

نسبت سیگنال به نویز فاکتورهای طراحی در سطوح مختلف برای ضریب کارایی گرمایی کل در جدول (۱۰) ارائه شده است. بزرگ‌تر بودن مقدار کارایی گرمایی کل از یک، نشان می‌دهد که بهبود انتقال حرارت بر افزایش افت فشار غلبه دارد. مطابق جدول (۶)، مقدار این شاخص در تمامی حالات بیش از یک بوده و عملکرد مناسب مدل‌ها را تأیید می‌کند. براساس جدول (۱۰)، عدد رینولدز و سپس زاویه θ_1 بیش‌ترین تأثیر را بر ضریب کارایی گرمایی کل داشته و سهم آن‌ها به ترتیب ۲/۰۵ و ۰/۸۲ می‌باشد. و سهم سایر زوایا بسیار ناچیز می‌باشد.

با توجه به جدول (۱۰)، مدل بهینه $A_4B_1C_1D_1E_3$ برای شاخص کارایی گرمایی کل به دست آمد. عدد رینولدز و زاویه θ_1 بیش‌ترین تأثیر را بر عملکرد این شاخص دارند. جدول (۱۱)، نسبت سیگنال به نویز فاکتورهای طراحی برای عدد تولید انتروپی را نشان می‌دهد. فاکتورهای کلیدی در این جدول، عدد رینولدز می‌باشد که بیش‌ترین تأثیر را بر عدد تولید انتروپی دارد. کم‌ترین مقدار عدد تولید انتروپی مربوط به مدل $A_4B_1C_1D_1E_1$ می‌باشد.

جدول ۱۰: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای ضریب کارایی گرمایی

Level	Re	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	θ_3 (deg)	θ_4 (deg)
1	0.93	2.4652	2.3179	2.2138	1.9707
2	1.93	2.2564	2.0864	2.1235	2.0728
3	2.40	1.8883	1.9404	1.9615	2.1777
4	2.98	1.6425	1.9076	1.9535	2.0311
Delta	2.05	0.8227	0.4103	0.2602	0.2069

جدول ۱۱: میانگین نسبت سیگنال به نویز برای عدد تولید انتروپی

Level	Re	θ_1 (deg)	θ_2 (deg)	θ_3 (deg)	θ_4 (deg)
1	4.277	6.320	6.457	6.513	6.409
2	5.477	6.168	5.882	5.975	5.567
3	6.464	5.647	5.687	5.584	5.870
4	7.734	5.818	5.926	5.881	6.107
Delta	3.456	0.673	0.770	0.929	0.842

لازم به ذکر است مطابق شکل (۳)، مدل‌های بهینه برای ضریب کارایی حرارتی کل و عدد تولید انتروپی در مقایسه با چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مستقیم (مدل پایه)، به ترتیب، ۵۳/۹۹٪ و ۶۹/۰۶٪ بهبود داشته‌اند.



شکل ۳: مقایسه بهبود مدل های بهینه نسبت به مدل پایه

۳-۲- آنالیز واریانس

نتایج آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی کل و عدد تولید انتروپی به ترتیب در جدول های ۱۲ و ۱۳ نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد که نسبت سهم عدد رینولدز در ضریب کارایی گرمایی کل، و عدد تولید انتروپی به ترتیب ۸۰/۳۳٪ و ۷۸/۸۸٪ می باشد. همچنین حدود ۱۴٪ از نسبت سهم کل ضریب کارایی گرمایی کل مربوط به زاویه مارپیچ θ_1 می باشد در حالی که بعد از عدد رینولدز، بیشترین سهم کل برای عدد تولید انتروپی برابر حدود ۶/۱٪ است که مربوط به زاویه مارپیچ θ_3 می باشد.

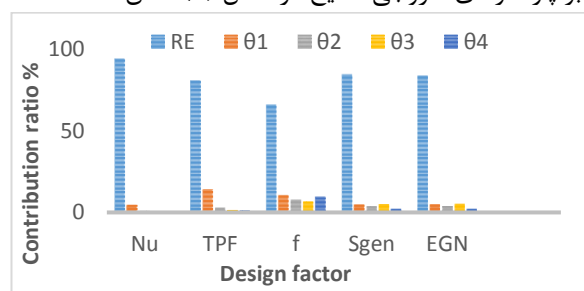
جدول ۱۲: آنالیز واریانس برای ضریب کارایی گرمایی کل

Design Factor	DF	Sum of Squares (SS)	Variance (V)	Contribution
Re	3	0.1862	0.062075	80.33%
θ_1 (deg)	3	0.0326	0.010889	14.09%
θ_2 (deg)	3	0.0066	0.002211	2.86%
θ_3 (deg)	3	0.0036	0.001210	1.57%
θ_4 (deg)	3	0.0026	0.000887	1.15%
Error	0	-	-	-
Total	15	0.2318		100.00%

جدول ۱۳: آنالیز واریانس برای عدد تولید انتروپی

Design Factor	DF	Sum of Squares (SS)	Variance (V)	Contribution
Re	3	0.090720	0.030240	78.88%
θ_1 (deg)	3	0.004926	0.001642	4.28%
θ_2 (deg)	3	0.006389	0.002130	5.56%
θ_3 (deg)	3	0.006990	0.002330	6.08%
θ_4 (deg)	3	0.005981	0.001994	5.20%
Error	0	-	-	-
Total	15	0.11501		100.00%

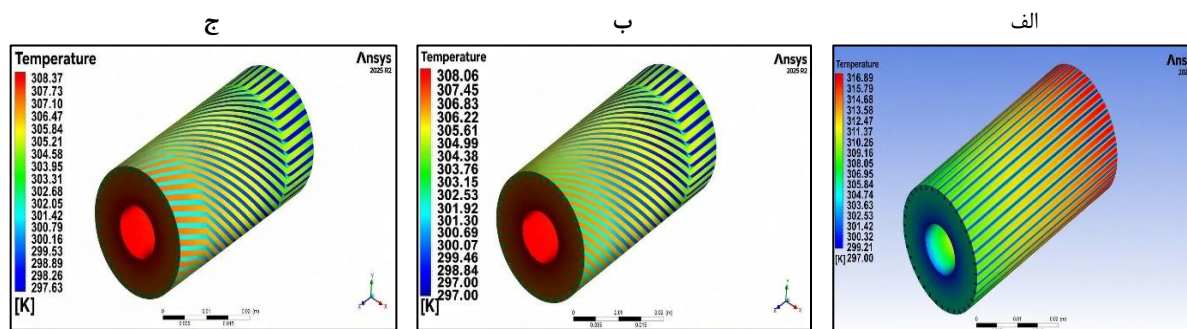
جهت درک بهتر تأثیر هر فاکتور بر پارامترهای خروجی، نتایج در شکل (۴) نشان داده شده است.



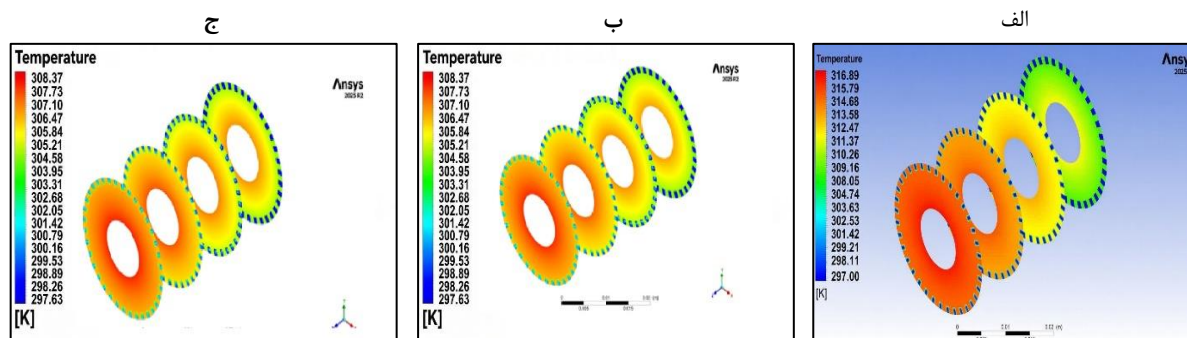
شکل ۴: سهم هر فاکتور بر پارامترهای خروجی

۴-۲- تحلیل کیفی نتایج

جهت تحلیل کیفی نتایج، کانتورهای دما و کانتورهای مقطعی متناظر آن‌ها در راستای محور Z در مکان‌های ۰، ۱۲/۵، ۲۵ و ۳۷ میلی‌متر برای مدل پایه و ترکیب‌های بهینه در شکل‌های (۵) و (۶) نشان داده شده‌اند. در مدل پایه، به دلیل مستقیم بودن مسیر جریان، میدان سرعت عمدتاً در راستای محور کانال قرار داشته و اختلاط عرضی قابل توجهی مشاهده نمی‌شود. در نتیجه، با حرکت سیال در طول کانال، لایه مرزی حرارتی در مجاورت سطوح گرم توسعه یافته و توزیع دما در مقطع نسبتاً غیر یکنواخت باقی می‌ماند. این موضوع باعث محدود شدن اختلاط سیال و انتقال حرارت در مقایسه با حالتی می‌شود که جریان دارای مؤلفه‌های عرضی باشد.



شکل ۵: کانتورهای دما برای (الف) مدل پایه (ب) مدل بهینه TPF (ج) مدل بهینه ENG

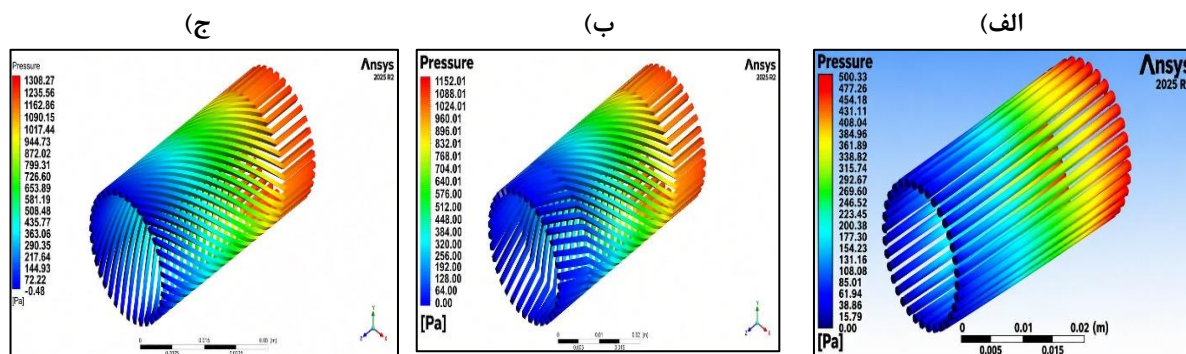


شکل ۶: کانتورهای دما در راستای محور Z، در مکان‌های ۰، ۱۲/۵، ۲۵ و ۳۷ میلی‌متر برای (الف) مدل پایه - (ب) مدل بهینه TPF - (ج) مدل بهینه ENG

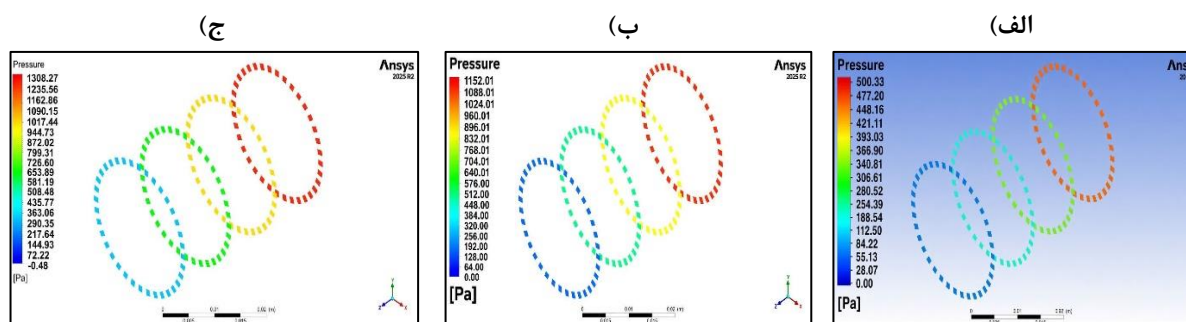
در ترکیب‌های بهینه مربوط به کارایی گرمایی کل و عدد تولید انترپوی، تغییر هندسه و وجود بخش‌های مارپیچ موجب ایجاد مؤلفه‌های سرعت عرضی و شکل‌گیری جریان‌های ثانویه در مقطع کانال می‌شود. این جریان‌های ثانویه باعث جابه‌جایی سیال در جهت‌های عرضی و افزایش اختلاط بین نواحی نزدیک دیواره و نواحی مرکزی جریان می‌شوند. در نتیجه، سیال گرم‌شده مجاور سطوح گرم با سیال خنک‌تر بخش مرکزی جایگزین شده و مقاومت ناشی از توسعه لایه مرزی حرارتی کاهش می‌یابد. بنابراین، شدت گرادیان دما در نزدیکی سطوح افزایش یافته و انتقال حرارت جابه‌جایی تقویت می‌شود. مقایسه کانتورهای دما در موقعیت‌های مختلف محور Z نیز نشان می‌دهد که اثر تغییر هندسه در طول مسیر جریان به صورت یکنواخت باقی نمی‌ماند و در نواحی مربوط به تغییر جهت جریان و بخش‌های مارپیچ، تغییرات بیش‌تری در الگوی دما مشاهده می‌شود. هم‌چنین، توزیع دما در مقاطع مدل‌های بهینه نسبت به مدل پایه از حالت متقارن و یکنواخت اولیه فاصله بیش‌تری دارد که ناشی از افزایش اختلاط و حرکت عرضی سیال است.

این تغییرات، همراه با افزایش گرادیان دما در نزدیکی سطوح گرم، با افزایش عدد ناسلت و بهبود عملکرد حرارتی به دست آمده از تحلیل کمی سازگاری دارد. حداکثر دمای چاه‌های گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌هایی با پیکربندی جدید و مینی کانال‌های مستقیم به ترتیب ۳۰۸/۶ کلوین و ۳۱۶/۹ کلوین است. عدم یکنواختی دمای دیواره مینی کانال‌ها (اختلاف بین حداکثر دمای دیواره و دمای سیال ورودی) از ۱۹/۹ درجه سانتی‌گراد برای مینی کانال‌های مستقیم به ۱۱/۴ درجه سانتی‌گراد برای مینی کانال‌ها

با پیکربندی جدید کاهش می‌یابد. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که اصلاح هندسه مینی کانال‌ها با ایجاد جریان ثانویه، شرایط مناسب‌تری برای انتقال حرارت نسبت به کانال‌های مستقیم فراهم می‌کند. از سوی دیگر، کانتورهای فشار و کانتورهای مقطعی متناظر آن‌ها در چهار موقعیت مذکور برای مدل پایه و ترکیب‌های بهینه در شکل‌های (۷) و (۸) ارائه شده‌اند. در مدل پایه، به دلیل ساختار هندسی ساده‌تر و مستقیم بودن مسیر جریان، تغییرات سرعت و جهت جریان محدود بوده و در نتیجه توزیع فشار یکنواخت‌تر و افت فشار کم‌تری در طول کانال مشاهده می‌شود.



شکل ۷: کانتورهای فشار برای: (الف) مدل پایه (ب) مدل بهینه TPF (ج) مدل بهینه ENG



شکل ۸: کانتورهای فشار در راستای محور Z، در مکان‌های ۰، ۱۲/۵، ۲۵ و ۳۷ میلی‌متر برای: (الف) مدل پایه (ب) مدل بهینه TPF (ج) مدل بهینه ENG

در مقابل، در ترکیب‌های بهینه، عبور جریان از بخش‌های مارپیچ و تغییر مداوم جهت حرکت موجب تغییرات موضعی سرعت، افزایش تنش‌های برشی و شکل‌گیری گرادیان‌های فشار بیش‌تر می‌شود. این اثر در نواحی خمیده و مجاور دیواره کانال محسوس‌تر است؛ زیرا در این نواحی علاوه بر افت فشار ناشی از اصطکاک، اثر تغییر مسیر جریان و جریان‌های ثانویه نیز بر ساختار جریان و توزیع فشار تأثیر می‌گذارد. بنابراین، بهبود انتقال حرارت ناشی از هندسه مارپیچ با افزایش هزینه هیدرولیکی همراه است. این رفتار با نتایج عددی ضریب اصطکاک نیز مطابقت دارد و نشان‌دهنده وجود یک مصالحه میان افزایش انتقال حرارت و افزایش افت فشار در طراحی مینی کانال‌های هیبریدی است.

در مجموع، مقایسه کیفی کانتورهای دما و فشار نشان می‌دهد که تغییر هندسه مینی کانال‌ها از حالت مستقیم به پیکربندی هیبریدی مارپیچ، با ایجاد اختلاط بیش‌تر و جریان‌های ثانویه، انتقال حرارت را تقویت کرده و در عین حال افت فشار را افزایش می‌دهد. بنابراین، انتخاب هندسه بهینه باید به گونه‌ای انجام شود که افزایش انتقال حرارت در برابر هزینه هیدرولیکی و تولید انترپی حاصل از جریان، توجیه‌پذیر باشد. نتایج حاصل از کانتورها در مجموع، بهبود عملکرد حرارتی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های هیبریدی را نسبت به چاه گرمایی با مینی کانال‌های مستقیم تأیید می‌کند.

۴- تاییدیه آزمایش‌ها

پس از تعیین شرایط بهینه برای ضریب کارایی گرمایی کل و عدد تولید انترپی، آزمایش‌های تاییدیه در سطوح بهینه فاکتورها برای مدل‌های بهینه TPF و EGN انجام شد. نتایج نشان داد که درصد خطای مقادیر پیش‌بینی شده توسط الگوریتم تاگوچی نسبت به مقادیر عددی کم‌تر از ۵٪ می‌باشد و تطابق خوبی بین مقادیر پیش‌بینی شده و نتایج شبیه‌سازی عددی وجود دارد.

TPF from Taguchi: 1.54103

TPF from CFD: 1.539984

$$\text{Error} = \frac{1.54103 - 1.539984}{1.539984} \times 100 = 0.068\%$$

EGN from Taguchi: 0.2951110

EGN from CFD: 0.309375

$$\text{Error} = \frac{0.309375 - 0.2951110}{0.309375} \times 100 = 4.6\%$$

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه، عملکرد حرارتی و ترمودینامیکی چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچی، با استفاده از روش تاگوچی و تحلیل آماری واریانس بررسی شد. پنج فاکتور طراحی شامل عدد رینولدز و چهار زاویه مارپیچ در چهار سطح انتخاب شدند و اثر آن‌ها بر عدد ناسلت، ضریب اصطکاک، نرخ تولید انتروپی، و شاخص‌های کارایی گرمایی TPF و EGN تحلیل گردید. نتایج اصلی این پژوهش به صورت زیر خلاصه می‌شود:

- عدد رینولدز مهم‌ترین عامل در تغییرات شاخص‌های کارایی گرمایی کل و عدد تولید انتروپی بوده است و عامل مهم بعدی زاویه مارپیچ θ_1 می‌باشد.
- سهم عدد رینولدز در شاخص ضریب کارایی گرمایی کل و شاخص عدد تولید انتروپی به ترتیب برابر $80/3\%$ و $78/88\%$ می‌باشد.
- با توجه به نتایج این تحقیق، مدل بهینه برای ضریب کارایی گرمایی کل $A_4 B_1 C_1 D_1 E_3$ و برای عدد تولید انتروپی $A_4 B_1 C_1 D_1 E_1$ به دست می‌آید.
- نتایج این پژوهش با توجه به بهبود انتقال گرما برای این پیکربندی جدید مینی کانال‌ها، می‌تواند برای خنک‌کاری منابع گرمایی استوانه‌ای با توان بالا، کاربردی و موثر باشد.

فهرست علائم

T	دما (K)	فهرست علائم انگلیسی	
u	سرعت (m/s)	A_c	سطح انتقال گرما (m^2)
V_k	فاکتور واریانس x	CR_k	فاکتور هر مشارکت درصد
w	عرض مینی کانال (m)	C_p	ثابت فشار در گرمای ویژه ($J/kg K$)
$\bar{x}_{xj}$	میانگین هر فاکتور در سطح x	D_h	قطر هیدرولیکی (m)
$\bar{x}_{ij}$	میانگین نسبت سیگنال به نویز هر فاکتور	f	فانینگ اصطکاک ضریب
x_{ij}	میانگین نسبت سیگنال به نویز هر آزمایش	H	قطر هیدرولیکی (m)
p	فشار (Pa)	h	ثابت فشار در گرمای ویژه ($J/kg K$)
ΔP	اختلاف فشار (Pa)	TPF	ضریب کارایی گرمایی کل
q''	شار حرارتی	EGN	عدد تولید انتروپی
y_j	مقدار کارایی هر فاکتور	K	ضریب هدایت گرمایی ($W/m K$)
d	قطر گرمکن (mm)	Nu	عدد ناسلت
فهرست علائم یونانی		q	گرمای جذب شده توسط سیال
μ	لزجت دینامیکی ($Pa.s$)	Re	عدد رینولدز
ρ	چگالی (kg/m^3)	s	طول چاه گرمایی (m)
θ	زاویه مارپیچ (deg)	SS_K	تغییرات کل مجذورات مجموع

مراجع

- [1] Z. Khattak, H. M. Ali, Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: A critical review, International Journal of Heat and Mass Transfer, 130 (2019) 141-161.
- [2] S. M. Murshed, C. A. Nieto de Castro, A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 78 (2017) 821-833.

- [3] K. Y. Hsiao, C. Y. Wu, Y. T. Huang, Fluid mixing in a microchannel with longitudinal vortex generators, *Chemical Engineering Journal*, 235 (2014) 27-36.
 - [4] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. Zangouei, F. Hormozi, Performance of a plate-fin heat exchanger with vortex-generator channels: 3D-CFD simulation and experimental validation, *International Journal of Thermal Sciences*, 88 (2015) 180-192.
 - [5] A. Sabaghan, M. Edalatpour, M. Charjouei Moghadam, E. Roohi, H. Niazmand, Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: Two-phase numerical simulation, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 179-189.
 - [6] S. Rabiei, R. Khosravi, M. Bahiraei, M. Razinei, A. Ahmadian Hosseini, Thermal and hydraulic characteristics of a hybrid nanofluid containing graphene sheets decorated with platinum through a new wavy cylindrical microchannel, *Applied Thermal Engineering*, 181 (2020) 115981.
 - [7] R. Khosravi, S. Rabiei, M. Bahiraei, A. R. Teymourtash, Predicting entropy generation of a hybrid nanofluid containing graphene-platinum nanoparticles through a microchannel liquid block using neural networks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 109 (2019) 104351.
 - [8] A. Heidarshenas, Z. Azizi, S.M. Peyghambarzadeh and S. Sayyahi, Experimental investigation of heat transfer enhancement using ionic liquid- Al_2O_3 hybrid nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink. *Appl. Therm. Eng.*, 188: 116879, 2021.
 - [9] H. Zhou, F. Zhou, Q. Zhang, Q. Wang, Z. Song, Thermal management of cylindrical lithium-ion battery based on a liquid cooling method with half-helical duct, *Applied Thermal Engineering*, 162 (2019) 114257.
 - [10] A. Goosheneshin, A. Alamdari, P. Setoodeh, Experimental examination of the cooling performance of a cylindrical microchannel heat sink with straight and sinusoidal fins and alumina nanofluid coolant, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147 (2022) 11039-11050.
 - [11] M. Khoshvaght-Aliabadi, S. M. Hassani, S. H. Mazloumi, Performance enhancement of straight and wavy miniature heat sinks using pin-fin interruptions and nanofluids, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 122 (2017) 90-108.
 - [12] Z. Azizi, A. Alamdari, M. R. Malayeri, Convective heat transfer of Cu-water nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink, *Energy Conversion and Management*, 101 (2015) 515-524.
 - [13] S. A. Abd Al-Mohsen, I. M. Abed, F. H. Ali, A numerical comparison of circular and corrugation heat sink for laminar CuO-water nano-fluid flow and heat transfer enhancement, *Applied Nanoscience*, 13 (2023) 2739.
 - [14] A. Falahat, Sensitivity analysis of boehmite alumina nanofluid in a novel cylindrical heat sink with hybrid helical-straight minichannels using the Taguchi method and statistical analysis, *International Journal of Thermal Sciences*, 185 (2023) 108035.
- [۱۵] ع. فلاحت، تحلیل عددی و آماری نانوسیال بوهمیت-آلومینا در یک چاه گرمایی استوانه‌ای با مینی کانال‌های مارپیچ به روش تاگوچی، *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، ۵۲ (۱۴۰۱)، ۲۷۳-۲۸۲.
- [16] R. Khosravi, S. Rabiei, M. Khaki, M. R. Safaei, M. Goodarz, Entropy generation of graphene-platinum hybrid nanofluid flow through a wavy cylindrical microchannel solar receiver by using neural networks, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 145 (2021) 1521-1532.
 - [17] M. A. Khalifah, H. M. Jaffal, Assessment of the hydro-thermal performance for a novel hexagonal mini-channel heat sink for cooling a cylindrical heat source, *International Journal of Thermofluids*, 24 (2024) 100840.
 - [18] M. A. Khalifah, H. M. Jaffal, Effects of channel configuration on hydrothermal performance of the cylindrical mini-channel heat sinks, *Applied Thermal Engineering*, 148 (2019) 1107-1130.
 - [19] A. R. Falahat, R. Bahoosh, A. R. Noghrehabadi, M. M. Rashidi, Experimental study of heat transfer enhancement in a novel cylindrical heat sink with helical minichannels, *Applied Thermal Engineering*, 154 (2019) 139-150.
 - [20] J. Nie, Sh. Liang, J. Liu, Z. Wang, Zh. Feng, F. Guo, J. Zhang, Effects of porous material ribs on the hydrothermal performance and entropy generation in cylindrical helical microchannels heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152 (2020) 120392.

- [21] Z. Feng, P. Jiang, Numerical analysis of the effects of fins with orifices on hydrothermal and entropy generation characteristics in a cylindrical helical minichannel heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 188 (2023) 108655.
- [22] Y. Fan, P. S. Lee, Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of a novel cylindrical oblique fin heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 68 (2013) 98-109.
- [23] Zh. Shi, X. Lan, J. Cao, N. Zhao, Y. Cheng, Numerical study of variable density and height flow guided pin fin in an open microchannel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 225 (2024) 125405.
- [24] Y. Li, B. Yang, Z. Wang, Q. Guo, Investigation on the thermal and hydraulic characteristics of micro heat sinks with grooves and pin fins by Taguchi-based sensitivity analysis, *Applied Thermal Engineering*, 249 (2024) 123454.
- [25] A. A. Abdulhaleem, H. Jaffal, Performance optimization of a cylindrical mini-channel heat sink using hybrid straight-wavy channel, *International Journal of Thermal Sciences*, 138 (2019) 106111.
- [26] Y. Li, T. Wang, Z. Wang, J. Yang, W. Cao, X. Ma, Thermohydraulic performance analysis and parameters optimization of the combined heat sinks with microchannels and micro pin-fins, *Applied Thermal Engineering*, 241 (2024) 122433.
- [27] Z. Feng, Z. Hu, Y. Lan, Z. Huang, J. Zhang, Effect of geometric parameters of circular pin-fins on fluid flow and heat transfer in an interrupted microchannel heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, 165 (2021) 106956.
- [28] L. Chai, G. Xia, M. Zhou, J. Li, J. Qi, Optimum thermal design of interrupted microchannel heat sink with rectangular ribs in the transverse microchambers, *Applied Thermal Engineering*, 51 (2013) 880-889.
- [29] M. M. Etghani, S. A. Hosseini Baboli, Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in shell and helical tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 121 (2017) 294-301.
- [30] Y. Li, T. Wang, Z. Wang, J. Yang, W. Cao, X. Ma, Thermohydraulic performance analysis and parameters optimization of the combined heat sinks with microchannels and micro pin-fins, *Applied Thermal Engineering*, 241 (2024) 122433.
- [31] K. Krishnaiah, P. Shahabudeen, *Applied Design of Experiments and Taguchi Methods*, PHI Learning Pvt. Ltd. (2012).
- [32] A. Datta, D. Sanyal, Kumar Das, A numerical investigation of heat transfer in microchannel using inclined longitudinal vortex generator, *Applied Thermal Engineering*, 78 (2015) 1008-1019.

Numerical and statistical study of heat transfer and entropy generation in a cylindrical heat sink with novel minichannels configuration

Mohsen Mohammadinejad¹, Alireza Falahat^{2,*}

¹ Department of Mechanical Engineering, Mah.C, Islamic Azad University, Mahshahr, Iran

² Assist. Prof., Department of Mechanical Engineering, Mah.C., Islamic Azad University, Mahshahr, Iran.

Received: Spring 2026 Accepted: Summer 2026

Abstract

In the present study, the hydrothermal and thermodynamic performance of water flow in a cylindrical heat sink with novel hybrid minichannels is investigated numerically. The geometry consists of an initial straight section followed by four helical parts with different helical angles. The Taguchi method with an L16 array was employed to reduce the number of simulations and optimize the performance of the heat sink. The five design factors consist of the Reynolds number and four different helical angles along the minichannel at four distinct levels. Their effects on the Nusselt number, Fanning friction factor, total thermal performance factor (TPF), and entropy generation number (EGN) are evaluated. The results revealed that the Reynolds number is the dominant factor influencing both TPF and EGN, with contribution ratios of 80.33% and 78.88%, respectively. Following that, the first helical angle θ_1 exhibited the most significant impact among the geometric parameters, while the contributions of the remaining angles were negligible. The optimal configurations for TPF and EGN are obtained as $A_4 B_1 C_1 D_1 E_3$ and $A_4 B_1 C_1 D_1 E_1$, respectively. Additionally, two optimal combinations were obtained for TPF and EGN, with improvement rates of approximately 54% and 69%, respectively, compared to the original model.

Key words: Cylindrical heat sink, hybrid mini-channel, entropy generation, Reynolds number, Taguchi method.

*corresponding author: ar.falahat@iau.ac.ir

Cite this article as: Mohsen Mohammadinejad, Alireza Falahat, Numerical and statistical study of heat transfer and entropy generation in a cylindrical heat sink with novel minichannels configuration. **Journal of Energy Conversion**, 2026, 13(2), 17-34