

بررسی تجربی تأثیر نسبت منظر بر انتقال گرمای یک لوله بادامکی در جریان عرضی

پیمان موبدی

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران، ایران

آرش میرعبداله لواسانی*

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران، ایران
دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران، ایران

کامران صالحی افشار

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران، ایران

سامان ابوالفتیحی

چکیده

در این مقاله، انتقال گرما از یک لوله بادامکی با نسبت‌های منظر $1/35$ تا $3/74$ در جریان عرضی هوا و در محدوده رینولدز 20000 تا 46000 با قطر معادل دایره در دو زاویه حمله صفر و 180° درجه مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که بهترین عملکرد گرمایی نسبت به دایره با قطر معادل، برای لوله با نسبت منظر $1/35$ در زاویه حمله 180° درجه است. عدد ناسلت میانگین برای این لوله در زاویه حمله 180° درجه نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به میزان 11% درصد بیشتر بود. در عدد رینولدز 20695 برای این لوله، عدد ناسلت نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به میزان $19/4\%$ درصد بیشتر ثبت شد. پایین‌ترین میزان عدد ناسلت میانگین نیز برای لوله با نسبت منظر $3/74$ در زاویه حمله صفر درجه بود. عدد ناسلت میانگین برای این لوله نسبت به لوله دایروی با قطر معادل 21% درصد کمتر می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: انتقال گرما، جریان عرضی، جریان لایه‌ای، زاویه حمله، نسبت منظر.

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of a Cam-Shaped Tube with Different Aspect Ratios in Cross Flow

P. Mobedi
A. M. Lavasani
K. S. Afshar
S. Abolfathi

Mechanical Engineering, Central Tehran Branch of Islamic Azad University, Tehran, Iran.
Mechanical Engineering, Central Tehran Branch of Islamic Azad University, Tehran, Iran.
Mechanical Engineering, Central Tehran Branch of Islamic Azad University, Tehran, Iran.
Mechanical Engineering, Central Tehran Branch of Islamic Azad University, Tehran, Iran.

Abstract

In this paper, the heat transfer characteristics of a cam-shaped tube with aspect ratios from $L/D=1.35$ to 3.74 in the crossflow of air have been experimentally investigated for two angles of attack, 0° and 180° . The Reynolds number varies in the range of 20000 to 46000 based on the equivalent diameter of a circular tube. One can conclude from the results that the best thermal performance was for $L/D=1.35$ at 180 degrees. The mean Nusselt number for this tube is 11% higher than that of a circular tube with equivalent diameter. For this tube, when the Reynolds number is 20695 , the mean Nusselt number is 19.4% higher than that of a circular tube with equivalent diameter. And the lowest mean Nusselt number was recorded for the tube with $L/D=3.74$ at zero angle of attack. The mean Nusselt number for this tube is 21% lower than that of a circular tube with equivalent diameter.

Keywords: Heat Transfer, Cross Flow, Laminar Flow, Angle of attack, Aspect Ratio.

۱- مقدمه

فشار همواره متوجه این نوع هندسه بوده است. بنابراین توجه محققین در سال‌های اخیر به هندسه‌های غیر دایروی جلب شده است. نوری بروجردی و لواسانی [۹] برای اولین بار جریان بر روی یک لوله با مقطع بادامکی را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها ۳ لوله بادامکی در محدوده رینولدز 15000 تا 27000 و با قطرهای و زوایای حمله مختلف در جریان عرضی را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند، نتایج نشان داد که با مساحت سطح برابر، در تمام زوایا به جز 90° و 120° درجه، عملکرد گرمایی این لوله‌ها بهتر از لوله‌های دایروی است. لواسانی و بیات [۱۰] در یک تحقیق دیگر که به صورت عددی انجام گرفت، دو سیلندر بادامکی را با آرایش پهلو به پهلو مورد بررسی قرار

جریان خارجی بر روی لوله‌ها، یکی از مسائل کلاسیک در حوزه انتقال گرما و مکانیک سیالات به شمار می‌رود. با توجه به کاربرد وسیع این نوع جریان، از مبادله‌کن‌های گرما تا خنک‌کاری قطعات الکترونیکی و لزوم استفاده بهینه از انرژی، مهندسیین بیش از پیش درباره این موضوع به مطالعه پرداخته‌اند. تا به امروز مطالعات متعدد تجربی و عددی بر روی جریان حول لوله‌ها انجام گرفته است. هیلپرت، زوکاسکاس، چرچیل و برنشتاین، مورگان، کیز، شلیختینگ، ویتکر و استراوکوویچ [۸-۱] از جمله افرادی هستند که جریان روی لوله‌های دایروی را مورد بررسی قرار داده‌اند و نتایج ارائه شده توسط آن‌ها، از روابط مرجع در کتب انتقال گرما و مکانیک سیالات است. به‌رغم کاربرد گسترده و ساخت آسان لوله‌های دایروی، مشکلاتی نظیر جدایش جریان و افت

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: arashlavasani@iauctb.ac.ir

مانگرولکار و همکاران [۱۸] اثر اضافه کردن صفحات جداکننده به دسته‌لوله‌های دایروی را به صورت عددی و تجربی بررسی کردند. این تحقیق در محدوده رینولدز ۵۵۰۰ تا ۱۴۵۰۰ انجام گرفت و یافته‌های آن‌ها نشان داد که عملکرد گرمایی در عدد رینولدز ۵۵۰۰، می‌تواند بین ۶۰ تا ۸۲ درصد افزایش یابد. المغلانی و همکاران [۱۹] همرفت مختلط در جریان لایه‌ای از یک سیلندر افقی بیضوی و هم‌دما را مورد بررسی قرار دادند و رابطه‌ای تجربی بر مبنای زاویه حمله و عدد ریچاردسون ارائه کردند.

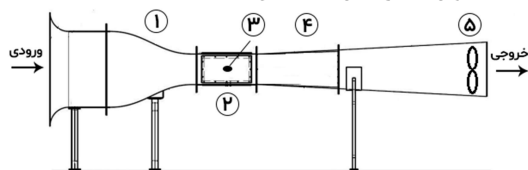
دیپاکومار و جابول [۲۰] نیز یک بررسی سه‌بعدی به صورت عددی بر روی مبادله‌کن گرما با ترکیبی از لوله‌های دایروی و بیضوی انجام دادند. یافته‌ها نشان داد که به طور کلی قرارگیری لوله بیضوی در کنار لوله‌های دایروی موجب افزایش انتقال گرما می‌شود. در این بررسی محدوده سرعت هوا بین ۰/۵ تا ۲/۵ متر بر ثانیه قرار داشت. مورتی و گوپتا [۲۱] مشخصه‌های جریان و انتقال گرما بر روی یک ایرفویل NACA0018 را برای نسبت‌های ارتفاع^۲ مختلف به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. این آزمایش در زوایای حمله صفر تا ۶۰ درجه و نسبت‌های ارتفاع ۰/۵، ۰/۳۳، ۰/۱۶۷ و در عدد رینولدز ۲۵۰۰۰۰ انجام شد. نتایج نشان داد که بیشترین میزان عدد ناسلت در زاویه حمله ۴۰ درجه به دست می‌آید.

موهانتی و همکاران [۲۲] به صورت عددی انتقال گرما از دسته‌لوله با ترکیب لوله‌های بیضوی و دایروی را بررسی کردند. محدوده عدد رینولدز بین ۱۰۰ تا ۲۰۰۰ و نسبت گام به قطر نیز بین ۱/۲۵ تا ۱/۸۵ قرار داشت. نتایج نشان دادند که ضریب انتقال گرما و افت فشار با افزایش نسبت گام به قطر، کاهش پیدا می‌کند.

با وجود تحقیقات انجام شده بر روی لوله‌های بادامکی شکل، خلأ برخی عوامل در بررسی جریان عرضی بر روی این لوله‌ها همچنان حس می‌شود. یکی از این موارد، بررسی مشخصه‌های انتقال گرما در جریان عرضی روی لوله بادامکی با نسبت‌های منظر^۳ مختلف است که در مطالعه حاضر برای نخستین بار به صورت تجربی بررسی شده است.

۲- مشخصات دستگاه آزمایش و اجزای آن

برای انجام آزمایش‌ها از یک تونل باد مادون صوت مدار باز و با محفظه آزمون بسته استفاده شده است. این تونل باد به گونه‌ای ساخته شده که در محفظه آزمایش، سرعت به صورت یکنواخت به جریان درآید. نمای شماتیک تونل باد در شکل ۱ مشخص شده است.



۱- نازل ۲- محفظه آزمایش ۳- نمونه مورد آزمایش ۴- دیفیوزر ۵- فن

شکل ۱- نمای جانبی تونل باد

دادند. در محدوده رینولدز ۵۰ تا ۱۵۰، نتایج نشان داد که با افزایش نسبت گام^۱ (t/D_{eq}) از ۱ تا ۱.۵، عدد ناسلت نسبت به حالت تک‌لوله، بین ۲ تا ۳۵ درصد افزایش می‌یابد. لواسانی و بیات [۱۱] در تحقیقی مشابه که به صورت عددی صورت گرفت، دو سیلندر بادامکی را با آرایش پشت سر هم نیز انجام دادند. در محدوده رینولدز ۵۰ تا ۳۰۰، با افزایش نسبت گام طولی از ۲ تا ۶، عدد ناسلت لوله دوم نسبت به حالت تک‌لوله، بین ۵ تا ۳۳ درصد افزایش یافت.

لواسانی و همکاران [۱۲] عملکرد دسته‌لوله‌های بادامکی با آرایش مثلثی را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج مشخص کرد که لوله‌های بادامکی عملکرد بهتری را نسبت به لوله‌های دایروی داشتند. با آرایش مثلثی و اعداد رینولدز بین ۲۷۰۰۰ تا ۴۲۵۰۰، عملکرد گرمایی-هیدرولیکی لوله‌های بادامکی بین ۵ تا ۶ برابر بیشتر از لوله‌های با مقطع دایره‌ای بود. لواسانی، بیات و معارف‌دوست [۱۳] همچنین در تحقیق تجربی دیگر که در همین محدوده عدد رینولدز (۲۷۰۰۰ تا ۴۲۵۰۰) انجام شد، دسته لوله‌های بادامکی با آرایش مستطیلی را مورد بررسی قرار دادند و نتایج نشان داد که عملکرد هیدرولیکی-گرمایی این نوع لوله‌ها نیز در مقایسه با دسته لوله‌های دایروی حدود ۶ برابر بیشتر می‌باشد که آن هم به دلیل شکل آپرودینامیکی لوله‌های بادامکی است.

تأثیر نسبت قطر کانال به قطر لوله معادل، (H/D_{eq}) در یک لوله بادامکی نیز توسط لواسانی و همکاران [۱۴] مورد آزمایش تجربی قرار گرفته است. با افزایش نسبت H/D_{eq} از ۱/۵ تا ۰.۷، نیروی پسا به میزان ۵۵ درصد کاهش و عدد ناسلت بین ۴۰ تا ۴۸ درصد افزایش پیدا می‌کند. در نهایت در مقایسه با لوله دایروی، عملکرد گرمایی-هیدرولیکی لوله بادامکی ۴۰ تا ۱۷۱ درصد بیشتر بود.

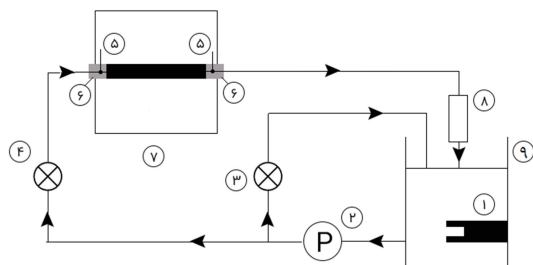
مانگرولکار و همکاران [۱۵] دسته‌لوله بادامکی را با آرایش مستطیلی به صورت عددی و در محدوده رینولدز ۱۱۵۰۰ تا ۴۲۵۰۰ مورد بررسی قرار دادند. یافته‌های آن‌ها نشان داد که شدت انتقال گرما در دسته‌لوله بادامکی نسبت به دسته‌لوله دایروی بیشتر است. ضریب اصطکاک دسته‌لوله‌های بادامکی اما به میزان ۸۵ درصد کمتر از دسته‌لوله دایروی بود. ژانگ و همکاران [۱۶] جریان بر روی یک لوله تخم‌مرغی شکل را به صورت عددی و تجربی بررسی کردند. این لوله در بالادست جریان به صورت نیم‌دایره و در پایین‌دست جریان به صورت نیم‌بیضی است. آن‌ها لوله را با ۵ نسبت منظر مختلف در محدوده رینولدز ۵۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ مورد آزمایش قرار دادند که در پایان، لوله با نسبت منظر ۲ در اعداد رینولدز بیشتر از ۱۱۹۵۲، بهترین عملکرد گرمایی را از خود به جای گذاشت.

لوله‌های غیر دایروی با مقطع بال‌شکل همچنین به صورت دسته‌لوله و با آرایش مثلثی و در زوایای حمله مختلف توسط سید احمد و همکاران [۱۷] مورد بررسی تجربی و عددی قرار گرفتند. این تحقیق در محدوده رینولدز ۱۸۰۰ تا ۹۷۰۰ انجام شد که بهترین عملکرد گرمایی نیز برای کم‌ترین عدد رینولدز و زاویه حمله صفر درجه بود.

² Height Ratio

³ Aspect Ratio

¹ Pitch Ratio



۱- المنت گرمایی ۲- پمپ ۳- شیر بای پس ۴- شیر کنترل جریان ۵- ترموکوپل ۶- عایق ۷- محفظه آزمون ۸- دبی سنج ۹- مخزن آب
شکل ۳- طرحواره دستگاه اندازه‌گیری انتقال گرما

دمای هوا در ورودی تونل نیز با استفاده از یک دماسنج جیوه‌ای با دقت 0.5 درجهٔ سلسیوس قرائت شده است. برای کالیبراسیون ترموکوپل‌ها از آب و بخار در حالت جوشش و هم‌چنین مخلوط آب و یخ بهره گرفته شده است. ترموکوپل‌ها در مخلوط آب و بخار قرار می‌گیرند و مقادیر دما اندازه‌گیری شده با داده‌های حاصل از جداول ترمودینامیکی برای مکان آزمایش مقایسه شده و انحراف معیار آن‌ها به‌دست آمده است. این عمل برای مخلوط آب و یخ نیز انجام شده است. برای اندازه‌گیری دبی جریان از یک استوانه مدرج با حجم 250 میلی‌لیتر و دقت $2 \pm$ میلی‌لیتر و یک زمان‌سنج استفاده شده است. در شکل ۴ نیز نمایی از دستگاه آزمایش و تونل باد نشان داده شده است.

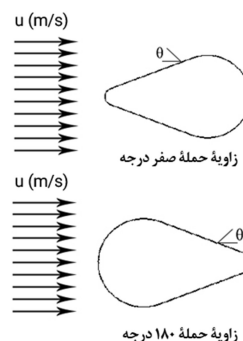


شکل ۴- طرحواره دستگاه اندازه‌گیری انتقال گرما

۳- روش انجام آزمایش و گردآوری داده‌ها

در مطالعهٔ حاضر، انتقال گرما از یک لولهٔ بادامکی با نسبت‌های منظر $(\frac{L}{D})$ متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. سطح مقطع لوله بادامکی شکل را می‌توان از دو دایره با قطر متفاوت (D, d) با فاصله مراکز (L) و دو مماس مشترک خارجی تشکیل داد. این مقطع بادامکی در شکل ۵ نشان داده شده است.

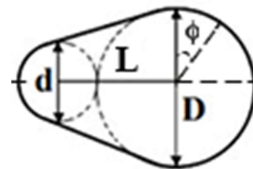
سرعت با استفاده از یک لولهٔ پیتوت که در محفظه آزمون نصب شده، اندازه‌گیری می‌شود. لوله پیتوت توسط لوله‌هایی به فشارسنج تونل متصل شده است. دقت فشارسنج 0.2 میلی‌بار می‌باشد. محفظهٔ آزمون دارای ابعاد 40×40 سانتی‌متر مربع است. دو پنجره شفاف از جنس پلکسی گلس نیز در دو طرف محفظه آزمون نصب شده است. با توجه به اینکه هوا در محفظه آزمایش جریان می‌یابد، باعث ایجاد لایهٔ مرزی در صفحات محفظه آزمایش خواهد شد. در این آزمایش ضخامت لایهٔ مرزی در وسط صفحه، جایی که لوله مورد آزمایش قرار می‌گیرد، محاسبه شده است. اگر دو طرف محفظه را به صورت دو صفحه تخت در نظر گرفته شود، ضخامت لایه مرزی در کم‌ترین سرعت (10 متر بر ثانیه) و بیشترین سرعت (22 متر بر ثانیه) در دمای 25 درجهٔ سلسیوس به ترتیب $3/45$ و $2/33$ میلی‌متر خواهد بود. از آنجایی که لوله‌ها در هر طرف، در فاصله 5 سانتی‌متری از دیواره محفظهٔ آزمایش قرار گرفته‌اند، می‌توان اطمینان حاصل کرد که جریان هوا روی هر یک از لوله‌ها به صورت یکنواخت است. شکل ۲ نیز طرحوارهٔ قرارگیری لوله با زوایای حمله صفر و 180 درجه در تونل باد را نشان می‌دهد.



شکل ۲- طرحواره قرارگیری لوله در زوایای حمله صفر و 180 درجه در تونل باد

برای اجرای آزمایش از یک منبع گالوانیزه، المنت گرمایی با قدرت 2000 وات، پمپ، لوله‌های منتقل‌کنندهٔ آب، یک شیر کنترل جریان، یک شیر بای‌پس، دبی‌سنج و یک ترمومتر برای اندازه‌گیری دمای ورود و خروج آب از لوله استفاده شده است. برای اندازه‌گیری دمای آب در این مطالعه، از ترموکوپل‌های نوع K و یک ترمومتر دوکاناله Lutron مدل TM-925 با دقت نمایش 0.1 درجهٔ سلسیوس و دقت اندازه‌گیری $(\pm 0.4\% + 0.18^\circ\text{C})$ استفاده شده است. شکل ۳ نمای شماتیک دستگاه آزمایش انتقال گرما را نشان می‌دهد. به منظور جلوگیری از انتقال گرما از دو انتهای لوله، این سطح به میزان کافی از عایق پوشانده شده است.

ثانیه متغیر است و عدد رینولدز بر اساس قطر معادل $(Re = \frac{UD_{eq}}{v})$ در محدوده ۲۰۰۰۰ تا ۴۶۰۰۰ تغییر می‌کند. U سرعت سیال و v لزجت سینماتیکی سیال است.



شکل ۵- مقطع بادامکی

۳-۱- تحلیل خطا و عدم قطعیت

در آزمایش‌ها تجربی معمولاً خطا در فرآیند آزمایش ایجاد خواهد شد و این خطاها در نتایج نهایی اثر خواهند گذاشت. بدین منظور از تحلیل عدم قطعیت در مراحل آزمایش استفاده می‌شود. به‌منظور ارزیابی تأثیر خطای هر یک از متغیرها، مطابق رابطه (۵) از نظریهٔ پخش خطاها [۲۳] استفاده شده است:

$$\frac{U_R}{R} = \sqrt{\left(\frac{\delta u_1}{u_1}\right)^2 + \left(\frac{\delta u_2}{u_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta u_n}{u_n}\right)^2} \quad (5)$$

از آنجایی که عدد ناسلت از رابطه (۳) محاسبه می‌شود، بنابراین خطای ناسلت طبق رابطه (۶) برابر است با:

$$U_{Nu} = \left\{ \left[\frac{U_{Q_{conv}}}{k \pi b (T_s - T_{\infty})} \right]^2 + \left[\frac{Q_{conv}}{k \pi b (T_s - T_{\infty})^2} U_{T_{\infty}} \right]^2 + \left[\frac{-Q_{conv}}{k \pi b (T_s - T_{\infty})^2} U_{T_s} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

در رابطه (۶)، $U_{Q_{conv}}$ ، U_b ، U_k ، U_{T_s} ، $U_{T_{\infty}}$ به ترتیب خطاهای دمای محیط، دمای سطح، دمای ضریب رسانایی گرمایی، طول و انتقال گرما است. خطای دمای محیط، خطای دماسنج جیوه‌ای است و با توجه به دستگاه اندازه‌گیری، ۰/۵ درجهٔ سلسیوس می‌باشد. خطای دمای سطح مربوط به خطای ترمومتر است که پیش‌تر به میزان دقت و خطای آن اشاره شد. خطای ضریب رسانایی گرمایی هوا با استفاده از جداول ترمودینامیکی و داده‌های ثبت شده محاسبه می‌گردد. خطای طول با توجه به خطای دستگاه اندازه‌گیری، ۰/۰۰۵ متر است. در رابطه فوق، $U_{Q_{conv}}$ به کمک رابطه (۴) محاسبه می‌شود:

$$U_{Q_{conv}} = \left\{ \left[U_{\dot{m} C_p} (T_{w,in} - T_{w,out}) \right]^2 + \left[U_{C_p \dot{m}} (T_{w,in} - T_{w,out}) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

U_{C_p} همانند خطای ضریب رسانایی گرمایی با استفاده از جداول ترمودینامیکی و داده‌های ثبت شده محاسبه می‌شود. در رابطه (۷)، مقدار $U_{\dot{m}}$ با استفاده از تعریف دبی جرمی، $\dot{m} = \frac{\rho V}{t}$ و رابطه (۵) محاسبه می‌گردد:

$$U_{\dot{m}} = \left\{ \left[\frac{1}{t} U_V \right]^2 + \left[-\frac{V}{t^2} U_t \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

U_V و U_t نیز به ترتیب خطاهای زمان‌سنج و حجم اندازه‌گیری شده است.

بر اساس روابط بالا، میزان عدم قطعیت عدد ناسلت در محدوده ۵ تا ۱۰ درصد تغییر می‌نماید.

۴- نتایج و بحث

در مطالعهٔ حاضر، اثر نسبت منظر بر انتقال گرما یک لولهٔ بادامکی در جریان عرضی در محدودهٔ رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۴۶۰۰۰ در زاویهٔ حملهٔ صفر درجه و ۱۸۰ درجه ارائه شده است.

محیط یک بادامک مطابق رابطه (۱) به‌دست می‌آید:

$$P = d \left(\frac{\pi}{2} - \phi \right) + D \left(\frac{\pi}{2} + \phi \right) + \sqrt{4L^2 - (D-d)^2} \quad (1)$$

قطر دایرهٔ معادل نیز از طریق رابطهٔ زیر محاسبه می‌گردد:

$$D_{eq} = \frac{P}{\pi} \quad (2)$$

برای ساخت لوله‌ها از ورقه‌ای از جنس مس با ضخامت ۰/۳ میلی‌متر استفاده شده است. طول هر کدام از لوله‌ها ۳۰۰ میلی‌متر می‌باشد. به منظور مقایسهٔ انتقال گرما از لوله‌ها با نسبت‌های منظر $\left(\frac{L}{D}\right)$

متفاوت، محیط تمامی آن‌ها ۱۱/۹۴ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. قطر معادل برای این محیط ۳۸/۱ میلی‌متر می‌باشد. بنابراین به ازای مقدار D_{eq} ، مقادیر متفاوتی از L ، d و D خواهیم داشت که نسبت‌های منظر مختلف برای لوله را خواهند داد. در این مطالعه به ازای $D_{eq} = 38.1 \text{ mm}$ ، لوله با نسبت‌های منظر $\left(\frac{L}{D}\right)$ ۱/۷، ۱/۳۵، ۱/۷، ۲/۰۷، ۳/۷۴ و ۵/۵۱ مورد آزمایش قرار گرفته است.

آزمایش‌ها مطابق شکل ۳ انجام شده است؛ آب درون مخزن با کمک المنت ۲۰۰۰ وات تا دمای ۹۱ درجهٔ سلسیوس گرم می‌شود سپس به کمک پمپ و لوله‌های پلاستیکی وارد لولهٔ مسی بادامکی می‌شود. دبی آب ورودی به لوله بادامکی توسط یک شیر کنترل می‌شود. دمای آب در ورود و خروج از لوله به کمک ترموکوپل نوع K اندازه‌گیری و توسط ترمومتر پس از تعادل قرائت می‌شود. لازم به ذکر است عبور جریان عرضی هوا از روی لوله و جریان آب گرم از داخل لوله وابسته به سرعت هوا بعد از حدود ۱۵ دقیقه به تعادل می‌رسید. دمای آب در ورود و خروج هر ۳۰ ثانیه و به مدت ۵ دقیقه اندازه‌گیری و میانگین آن‌ها به عنوان دمای ورود و خروج آب انتخاب شد. عدد ناسلت متوسط لوله بادامکی به کمک رابطه (۳) محاسبه می‌گردد:

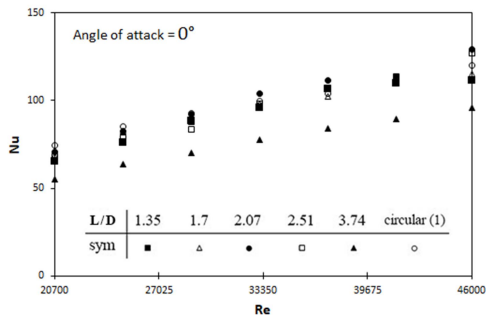
$$\overline{Nu}_{eq} = \frac{h D_{eq}}{k} = \frac{\dot{Q}_w}{\pi b k (T_s - T_{\infty})} \quad (3)$$

که در آن دمای سطح T_s به کمک رابطه $T_s = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2}$ به‌دست آمده و k و b و T_{∞} به ترتیب ضریب رسانایی گرمایی هوا، طول لوله و دمای محیط است. آهنگ انتقال گرما از لوله‌ها توسط رابطه (۴) محاسبه گردیده است:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (4)$$

که در آن $\dot{m}_w = \rho_w \dot{V}_w$ دبی جرمی سیال و $C_{p,w}$ ، ρ_w و \dot{V}_w به ترتیب گرمایی ویژه، چگالی و دبی حجمی آب است. T_{wi} و T_{wo} نیز به ترتیب دمای ورود و خروج آب است.

در این مطالعه، خواص هوا براساس دمای فیلم $(T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2})$ در نظر گرفته شده است. محدودهٔ سرعت هوا نیز از ۱۰ تا ۲۲ متر بر



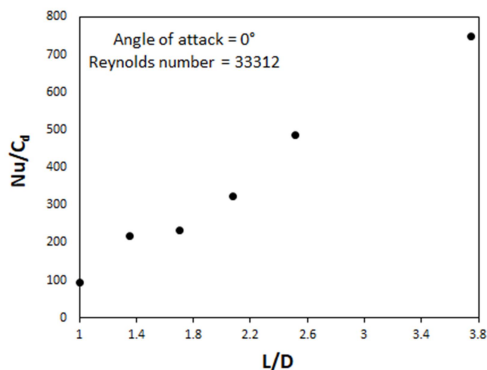
شکل ۷- عدد ناسلت متوسط بر حسب عدد رینولدز در زاویه حمله صفر درجه

جدول ۱ تغییرات عدد ناسلت به دست آمده از لوله‌ها با لوله دایروی با قطر معادل در عدد رینولدز ۲۸۹۷۳ و زاویه حمله صفر درجه را نشان می‌دهد.

جدول ۱- درصد تغییرات عدد ناسلت لوله‌های بادامکی نسبت به لوله دایروی با قطر معادل در عدد رینولدز ۲۸۹۷۳ و زاویه حمله صفر درجه

نسبت منظر	درصد افزایش/کاهش
۱/۳۵	-۴/۵
۱/۷	-۴
۲/۰۷	-۰/۴
۲/۵۱	-۸/۶
۳/۷۴	-۲۵

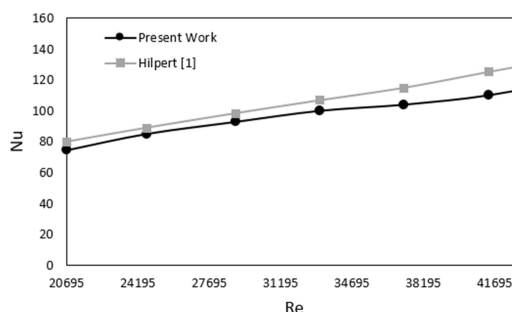
نسبت عدد ناسلت بر ضریب پسا یعنی Nu/C_d نیز بر حسب نسبت منظر در عدد رینولدز ۳۳۱۱۲ (سرعت ۱۶ متر بر ثانیه) برای تمامی لوله‌ها در شکل ۸ ارائه شده است. با توجه به شکل آیرودینامیکی لوله‌های بادامکی، ضریب پسای آن‌ها از لوله دایروی با قطر معادل کمتر است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که میزان Nu/C_d در عدد رینولدز ۳۳۱۱۲، برای لوله‌های بادامکی به میزان ۱۲۸ تا ۶۸۲ درصد از لوله دایروی با قطر معادل بیشتر است.



شکل ۸- نسبت Nu/C_d بر حسب نسبت منظر در زاویه حمله صفر درجه و عدد رینولدز ۳۳۱۱۲

۴-۱- اعتبارسنجی نتایج

برای اطمینان از درستی نتایج و تجهیزات اندازه‌گیری، ابتدا میزان انتقال گرما از یک لوله دایروی با قطر ۳۸/۱ میلی‌متر محاسبه گردیده است. نتایج تحقیق حاضر با نتایج هیلپرت [۱] بین ۴ تا ۱۱ درصد اختلاف دارد که نشان می‌دهد دقت دستگاه و تجهیزات برای انجام آزمایش در حد مطلوب قرار دارد. در شکل ۶ مقایسه عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای مطالعه حاضر و نتایج هیلپرت [۱] آمده است.



شکل ۶- انتقال گرما از لوله دایروی و نتایج هیلپرت [۱]

۴-۲- انتقال گرما از لوله بادامکی با نسبت‌های منظر

متفاوت در زاویه حمله صفر درجه

در شکل ۷ عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در لوله بادامکی با نسبت‌های منظر متفاوت در محدوده رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۴۶۰۰۰ و زاویه حمله صفر درجه ارائه شده است. با توجه به نتایج به دست آمده، مقدار ناسلت میانگین برای لوله با نسبت‌های منظر ۱/۳۵، ۱/۷، ۲/۵۱، ۳/۷۴ در زاویه حمله صفر درجه به ترتیب به میزان ۰.۴، ۱ و ۲۱ درصد از لوله دایروی با قطر معادل کمتر است. اما عدد ناسلت میانگین برای لوله با نسبت منظر ۲/۰۷ به میزان ۳ درصد نسبت به لوله دایروی بیشتر است. همانگونه که انتظار می‌رفت، شکل ۷ به‌طور کلی نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد که دلیل این امر، کاهش یافتن ضخامت لایه مرزی و تشکیل گردابه‌های تناوبی جریان هوا در نزدیک نواحی پشت لوله است.

با توجه به زاویه حمله صفر درجه و شکل خاص بادامک، میزان انتقال گرمای لوله‌های بادامکی در این آزمایش نسبت به لوله دایروی کاهش یافته است. که این موضوع به دلیل تأخیر افتادن جدایی لایه مرزی در طول لوله است. به‌عنوان نمونه در لوله با نسبت منظر ۳/۷۴ که بیشترین میزان کاهش را داشته، مقاومت گرمایی افزایش یافته و نقطه جدایی بیش از دیگر لوله‌ها به تأخیر افتاده است. ناحیه گردابه‌ای پشت لوله نیز تحت تأثیر قرار گرفته و با کوچک‌تر شدن، سبب کاهش انتقال گرما شده است. اما شکل هندسی لوله با نسبت منظر ۲/۰۷ که مانند یک لوله تخت است موجب شده تا جدایی جریان زودتر اتفاق بیفتد و ناحیه گردابه‌ای بزرگتری در پشت لوله تشکیل شود و میزان عدد ناسلت میانگین آن از لوله دایروی با قطر معادل بیشتر گردد. به دلیل شکل متقارن این لوله، محاسبات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز تنها در یک زاویه حمله بررسی شده است.

جدول ۲- درصد تغییرات عدد ناسلت لوله‌های بادامکی نسبت به لوله دایروی با قطر معادل در عدد رینولدز ۴۱۳۹۰ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه

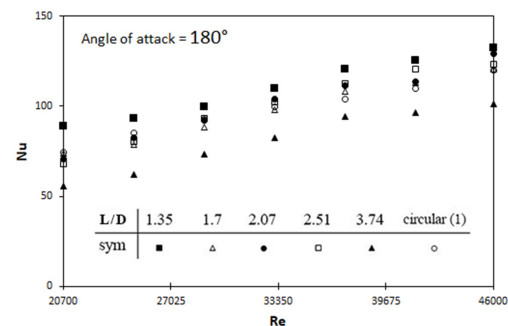
نسبت منظر	درصد افزایش/کاهش
۱/۳۵	+۱۳/۶
۱/۷	+۲/۶
۲/۰۷	+۳/۶
۲/۵۱	+۱۰
۳/۷۴	-۱۱/۸

۵- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر، انتقال گرما از یک لوله بادامکی با نسبت‌های منظر بین ۱/۳۵ تا ۳/۷۴ در جریان عرضی و در محدوده رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۴۶۰۰۰ با قطر معادل دایره در دو زاویه حمله صفر و ۱۸۰ درجه مورد بررسی تجربی قرار گرفت. نتایج نشان دادند که بهترین عملکرد گرمایی برای لوله با نسبت منظر ۱/۳۵ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه می‌باشد. عدد ناسلت میانگین برای این لوله در زاویه حمله ۱۸۰ درجه نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به میزان ۱۱ درصد بیشتر بود. پایین‌ترین میزان انتقال گرما نیز برای لوله با نسبت منظر ۳/۷۴ در زاویه حمله صفر درجه ثبت گردید. عدد ناسلت میانگین برای این لوله نسبت به لوله دایروی با قطر معادل، ۲۱ درصد کاهش داشت.

۳-۴- انتقال گرما از لوله بادامکی با نسبت‌های منظر متفاوت در زاویه حمله ۱۸۰ درجه

در شکل ۹ عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز در لوله بادامکی با نسبت‌های منظر متفاوت در محدوده رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۴۶۰۰۰ و زاویه حمله ۱۸۰ درجه ارائه شده است. طبق نتایج حاصل شده، عدد ناسلت میانگین برای لوله با نسبت‌های منظر ۱/۷ و ۳/۷۴ به ترتیب به میزان ۰/۷ و ۱۷ درصد از لوله دایروی با قطر معادل کمتر می‌باشد. اما عدد ناسلت میانگین با لوله با نسبت‌های منظر ۱/۳۵، ۲/۰۷ و ۲/۵۱ به ترتیب به میزان ۱۱، ۳ و ۲ درصد از لوله دایروی با قطر معادل بیشتر است. شکل ۹ نیز مطابق انتظار نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد.



شکل ۹- عدد ناسلت متوسط بر حسب عدد رینولدز در زاویه حمله ۱۸۰ درجه

۶- نمادها

قطر بزرگ (mm)	D
قطر کوچک (mm)	d
ضریب انتقال گرمای جابجایی (w/m^2K)	h
ضریب رسانایی گرمایی (w/mK)	k
فاصله مراکز (mm)	L
طول لوله (mm)	b
دبی جرمی (kg/s)	m
عدد ناسلت	Nu
گام عرضی دو لوله	t
قطر کانال (mm)	H
قطر معادل لوله دایروی (mm)	D_{eq}
انتقال گرمای جابجایی	Q_{conv}
آهنگ انتقال گرما (W)	\dot{Q}_w
شار گرمایی (W/m^2)	q
عدد رینولدز	Re
دما (K)	T
سرعت (m/s)	U
دبی حجمی (m^3/s)	\dot{V}_w
گرمای ویژه (J/kgK)	C_p
ضریب پسا	C_d
زاویه کمان	ϕ

در زاویه حمله ۱۸۰ درجه، میزان انتقال گرمای لوله با نسبت منظر ۳/۷۴، مشابه زاویه حمله صفر درجه کاهش زیادی داشته است که این موضوع به دلیل شکل کشیده آن و به تأخیر افتادن جدایش جریان است. اما شکل لوله با نسبت منظر ۱/۳۵ در زاویه حمله ۱۸۰ درجه موجب شده تا جدایش لایه مرزی زودتر اتفاق افتاده و میزان انتقال گرمای این لوله نسبت به لوله دایروی افزایش یابد. برای لوله با نسبت منظر ۱/۳۵، در رینولدز ۲۰۶۹۵، عدد ناسلت میانگین نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به میزان ۱۹/۴ درصد بیشتر می‌باشد. همچنین در رینولدز ۲۴۸۳۴، مقدار ناسلت میانگین به میزان ۹/۴ درصد بیشتر از لوله دایروی با قطر معادل است. همچنین در رینولدز ۲۸۹۷۳، عدد ناسلت میانگین، ۷/۵ درصد بیشتر از لوله دایروی با قطر معادل ثبت شده است. در عدد رینولدز ۳۳۱۱۲ نیز عدد ناسلت میانگین در مقایسه با لوله دایروی با قطر معادل به میزان ۱۰ درصد بیشتر است. در رینولدز ۳۷۲۵۱ اما عدد ناسلت میانگین نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به میزان ۱۶ درصد بیشتر می‌باشد. برای عدد رینولدز ۴۱۳۹۰، عدد ناسلت میانگین این لوله نسبت به لوله دایروی با قطر معادل، ۱۳/۶ درصد افزایش یافت. در رینولدز ۴۵۵۲۹، عدد ناسلت میانگین نسبت به لوله دایروی با قطر معادل به میزان ۱۰/۸ درصد بیشتر می‌باشد.

جدول ۲، مقایسه‌ای از تغییرات عدد ناسلت به دست آمده از لوله‌ها با لوله دایروی با قطر معادل در عدد رینولدز ۴۱۳۹۰ و زاویه حمله ۱۸۰ درجه را نشان می‌دهد.

- cam shaped tube bank in crossflow. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 110, pp. 521-538, 2017.
- [16] Zhang G., Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube. *Journal of hydrodynamics*, Vol. 27, pp. 76-84, 2015.
- [17] Ahmed S.E.S., Ibrahim E.Z., Mesalhy O.M., and Abdelatif M.A., Effect of attack and cone angels on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle. *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 1001-1016, 2015.
- [18] Mangrulkar C.K., Dhoble A.S., Chakrabarty S.G., and Wankhede U.S., Experimental and CFD prediction of heat transfer and friction factor characteristics in cross flow tube bank with integral splitter plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 104, pp. 964-978, 2017.
- [19] El-Maghlany W.M., Alnakeeb M.A., Teamah M.A., and Sorour M.M., Experimental and numerical study of laminar mixed convection from a horizontal isothermal elliptic cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 130, pp. 116-127, 2018.
- [20] Deepakkumar R., and Jayavel S., Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 119, pp. 360-372, 2017.
- [21] Murthy M.S.R., and Gupta A.V.S.S.K.S., Experimental investigation to study flow and heat transfer characteristics over a NACA0018 aerofoil for different height ratios. *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 923-932, 2014.
- [22] Mohanty R.L., Swain A., and Das M.K., Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes. *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 5, pp. 492-505, 2018.
- [23] Moffat R., Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 104, pp. 250-258, 1982.

علايم يونانی

لزجت سینماتیکی (m²/s)

زیر نویس ها

معادل

۷- مراجع

- [1] Hilpert R., *Forsch geb ingenieurwes*. Vol. 4, pp. 215-224, 1933.
- [2] Zukauskas A., Heat transfer from tubes in crossflow. *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, Vol. 8, pp. 93-160, 1972.
- [3] Churchill S.W., and Bernstein M., A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 300-306, 1977.
- [4] Morgan V.T., The Overall convective heat transfer from smooth circular cylinders. *Advances in Heat Transfer*, Vol. 11, pp. 199-264, 1975.
- [5] Kays W.S., and London A.L., *Compact Heat Exchangers*. 3rd ed, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [6] Schlichting H., *Boundary layer theory*. 8th ed, Springer, 2000.
- [7] Whitaker S., Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. *An official Publication of the American Institute of Chemical Engineers*, Vol 18, pp. 361-371, 1972.
- [8] Zdravkovich M.M., *Flow Around Circular Cylinder Volume 1: Fundamental*. Vol. 350, pp. 375-378, 1997.
- [9] Nouri-Borujerdi A., and Lavasani A.M., Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 2605-2611, 2007.
- [10] Lavasani A.M., and Bayat H., Heat transfer from two cam shaped cylinders in side-by-side arrangement. *International Science Index, Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 6, No 7, pp. 1298-1301, 2012.
- [11] Lavasani A.M., and Bayat H., Heat transfer from two cam shaped cylinders in tandem arrangement. *International Science Index, Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 6, No 1, pp. 330-333, 2012.
- [12] Bayat H., Lavasani A.M., and Maarefdoost T., Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement. *Energy Conversion and Management*, Vol. 85, pp. 470-476, 2014.
- [13] Lavasani A.M., Bayat H., and Maarefdoost T., Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 65, pp. 85-93, 2014.
- [14] Lavasani A.M., Maarefdoost T., and Bayat H., Effect of blockage ratio on pressure drag and heat transfer of a cam-shaped tube. *Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 1935-1942, 2016.
- [15] Mangrulkar C.K., Dhoble A.S., Deshmukh A.R., and Mandavgane S.A., Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line