فصلنامه علمي- پژوهشي مكانيك هوافضا، جلد ١٢، شماره ٣، پاييز ١٣٩۵، صفحه ۴۵ الي ۵۴

بررسی تجربی انتقال گرمای جابهجایی اجباری بر روی لوله بادامکی و

لوله مدورشکل در جریان خارجی آرام

مهدی قائمی ^۳

دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی **نادر دیزجی^ا و محمد نجفی^۲** گروه مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۲/۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۰/۱۰)

چکیدہ

انتقال گرمای جابهجایی اجباری بر روی لوله بادامکی و لوله مدور در جریان خارجی آرام بهصورت تجربی در محدوده اعداد رینولـدز از ۱۰^۴ ۲۰ × ۲ تا ^۸۰۱×۲/۲ بررسی شده است. توزیع عدد نوسلت و تغییرات آن برحسب عدد رینولدز بر روی مدلها (لوله بادامکی و استوانه) مورد اندازه گیری قرار گرفته است. نتیجه بیانگر آن است که درصورت استفاده از لوله بادامکی بهجای لوله مدور، میتوان انتقال گرما را ۵ تا ۲۲٪ افزایش داد. عدم قطعیت در نتایج آزمایش حداقل ۱۲ و حداکثر ۲۲٪ است. همچنین رابطه هیلپرت برای لوله بادامکی مورد بررسی قرار گرفت که نتایج مطالعه بیانگر صحت آن در مورد لوله بادامکی است.

واژههای کلیدی:عدد^۴ناسلت، انتقال گرمای جابهجایی اجباری، لوله بادامکی شکل

Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer of a Cam-Shaped Tube and a Cylinder in an External Laminar Flow

N. Dizadji and M. Najafi Mechanical Engineering Department

Islamic Azad University Science and Research Branch

M. Ghaemi Mechanical Engineering Department K.N. Toosi University

(Received: 24/April/2013; Accepted: 31/December/2014)

ABSTRACT

Forced convection heat transfer of a cam-tube and a cylinder in external laminar flow and at Reynolds number in the interval 7×10^4 to 1.2×10^5 are experimentally implemented. Nusselt number distribution and its varying in terms of Reynolds number for prototypes (Cam-tube and cylinder) are treated. The principle result indicates applying the Cam-tube instead of cylinder make it possible increase the heat transfer between 5 to 22 percent. The uncertainty of the gathered data was at minimum 12 percent and at maximum 22 percent. Furthermore, the results show that the Hilpert's equation is authentic for the treated cam-tube.

Keywords: Nusselt number, Forced Convection Heat Transfer, Cam-Shaped Tube

۱- مربی (نویسندہ پاسخگو): ndizadji@srbiau.ac.ir

۲- استادیار: Mohammadnajafi@srbiau.ac.ir

m.ghaemi@yahoo.com -کارشناس ارشد:

فهرست علائم و اختصارات سطح جانبی(m²) А ضریب در گ C_{D} قطر معادل (m) D_{eq} $(W/m^2 k)$ ضريب انتقال گرما جابه \neg جايى h شدت جريان الكتريكي (A) Ι ضریب انتقال گرما هوا در دمای فیلم (W/m k) $K_{\rm f}$ عدد ناسلت (hD/K) Nu فشار نسبی (Pa) р $(C_p \mu/K)$ عدد پرانتل Pr گرما (J/s) q (UD_{eq}/μ) عدد رينولدز Re_D عدد استانتون (Nu/RePr St دما ([°]k) Т ولتاژ (V) V علائم يوناني ضريب گسيل 3 لزجت ديناميک μ چگالی (kg/m³) ρ زيرنويس جابهجایی (convection) con فیلم نازک چسبیده به سطح f سطح خارجی (outer) 0 تشعشع (radiation) r كل total ديواره (wall) w موضعى Х محيط ∞

۱– مقدمه

امروزه مبادله کنهای گرما کاربرد وسیعی در نیروگاهها، صنایع پتروشیمی و بسیاری دیگر از صنایع دارند. در اکثر مبادله کنها گرمایی لولهای مدور به کار رفتهاند زیرا سهولت در ساخت آنها موجب استفاده گسترده از آنان شده است. تاکنون محققین بسیاری سعی در افزایش عملکرد مبادله کنهای گرمایی به روشهای تحلیلی و حتی ابداعی داشتهاند. کیز و لندن^۱ [۱]، زوکاسکاس و زیوگزدا^۲ [۲] و زراکویچ^۳ [۳] مبادله گرمای سیال عبوری در پیرامون اجسام ضخیم را مورد

فصلنامه علمی- پژوهشی مکانیک هوافضا ، جلد۱۲، شماره۳، پاییز ۱۳۹۵

مطالعه قرار دادند. این مطالعات سبب ایجاد راه کارهای افزایش انتقال گرما از جسم ضخیم همچون استوانه می گردد که سبب بهبود عملکرد مبادله کنهای گرمایی می شود و آن نیز به نوبه خود افزایش بازدهی سیکل ترمودینامیکی نیروگاه را به همراه خواهد داشت.

یکی از روشهای افزایش عملکرد انتقال گرما در مبادله کنهای گرمایی بهینهسازی هندسی سیستم با استفاده از لولههای غیرمدور میباشد که در سالهای اخیر مورد توجه محققین قرار گرفته است.

نوریبروجردی و لواسانی [۴] با تحلیل تجربی یک لوله بادامکی در حالت دما ثابت و در محدوده عدد رینولدز از^۴ ۱۰×۲۱/۵ ^۱ ۲۰×۲/۷ دریافتند که بیشترین و کمترین مقدار عدد نـاسلت میانگین بهترتیب در زاویه حمله ۹۰ درجه و ۳۰ درجه رخ داده است. آنها در ادامه بررسی خود [۵] نشان دادند که مزیت اصلی انتخاب لولهای با مقطع بادامکی شکل سبب کاهش درگ فشاری و افزایش ضریب انتقال گرما خواهد شد. همچنین نتایج آنها حاکی از آن بود که تغییرات درگ فشاری و عدد ناسلت نسبت به زاویه حمله نوسانی است.

کُمینی و همکاران^۴ [۶] انتقال گرما جابهجایی اجباری را در شبکه لوله های مارپیچی در محدوده اعداد رینولدز ۷۰ تا ۴۰۰ با رابطه اصلاحشده چرچیل و برن اشتاین برای یک لوله استوانهای مقایسه نمودند.

وانگ و همکاران^۵[۷] با مطالعه تجربی بر روی ایرفویل NACA-۶۳۴۲۱ در محدوده دمایی C^oT - تا C^oC و در رینولدزهای مختلف نشان دادند که معادله هیلپرت در محدودهای از اعداد رینولدز دارای دقت مناسب می اشد. دادههای آزمایش آنها نشان داد که عدد ناسلت متوسط⁷ ایرفویل در محدوده عدد رینولدز^۵۰۱×20×8</

ابراهیم و گوما^۷ [۸] شبکه ای از لولههای با مقطع بیضوی را در محدوده عدد رینولدز ۵۶۰۰ تا ۴۰۰۰۰ در جریان متقاطع بهصورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها حاکی از آن

¹⁻ Kays and London

²⁻ Zukauskas and Ziugzda

³⁻Zdravkovich

⁴⁻ Comini and etl

⁵⁻ Wang and etl

⁷⁻ Ibrahim and Gomaa

بررسی تجربی انتقال گرمای جابهجایی اجباری بر روی لوله بادامکی و...

است که با تغییر زاویه حمله جریان حداکثر انتقال گرما در زاویه حمله صفردرجه رخ میدهد و همچنین شبکه لولههای بیضوی در مقایسه با لولههای استوانهای سبب افزایش انتقال گرما خواهد شد.

تانگ و همکاران^۱[۹] با بررسی تجربی و عددی پنج نوع لوله پرهدار در محدوده عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ دریافتند که با افزایش ورتکس جریان و کاهش ارتفاع پره، میتوان عملکرد کلی مبادله کنهای گرمایی را افزایش داد.

موود^۲ [۱۰] انتقال گرمای جابهجایی اجباری را ازسطح خارجی لوله مارپیچ بهصورت تجربی مورد مطالعه قرار داد. مطالعه او بر روی ۱۰ نوع لوله مارپیچ در محدوده عدد رینولدز ۶۶۰۰ تا ۲۳۰۰۰ حاکی از آن است که با نسبت گام^۳ کوچکتر عدد ناسلت متوسط بزرگتر خواهد شد.

کوکولکا و همکاران[†] [۱۱] عملکرد گرمایی کلی لولههای بهینه شده گرمایی (لولههای زبر) را در جریان داخلی مورد مطالعه قرار دادند و نتیجه گرفتند که انتقال گرما از لولههای با سطح زبر نه تنها افزایش مییابد، بلکه مشکلات رسوب گذاری نیز در آنها به طور قابل ملاحظهای بر طرف می شود.

در مطالعه پیش رو انتقال گرمای جابه[¬]جایی اجباری یک لوله بادامکی و یک لوله مدور به صورت تجربی در جریان خارجی در محدوده اعداد رینولدز از ۲۰۰×۲۷. تا ۲۰۰×۲۲ بر پایه قطر معادل لوله بادامکی و تحت شار حرارتی متغیر مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین توزیع عدد نوسلت در مدل و تغییرات آن نسبت به عدد رینولدز مورد مطالعه قرار گرفته است و در انتها رابطه همبندی شدهایی بر پایه رابطه هیلپرت به دست آمده است.

۲- روش انجام آزمایش

جهت انجام آزمایش دو مدل، یکی با مقطع بادامکی و دیگری با مقطع استوانهای که هر دو از جنس فولاد تجاری با رسانندگی زیاد هستند، مقایسه شدهاند. با توجه به (شکل ۱) لوله بادامکی به طول ۱۳۱ میلیمتر و از ترکیب سه کمان دایروی که هریک مماس بر یکدیگرند، تشکیل شده است. مدل آزمایش بهروش CAD-CAM ساخته شده است و برای

1- Tang and etl

کاهش زبری نسبی سطح بیرونی لوله صیقل داده شده تا علاوهبر کاهش زبری، ضریب گسیل^{⁶ نیز کاهش یابد.}

یک منبع گرمایی با توان حداکثری ۸۰۰ وات³ به گونهای داخل مدل آزمایش نصب شده است که شار گرمایی به تمام نقاط سطح لوله بهطور یکنواخت اعمال گردد جهت بررسی درستی یکنواختی شار حرارتی در هوای ساکن، با اندازه گیری توزیع دما پیرامون سطح جانبی لوله، کلیه ترمو کوپل ها بعد از رسیدن به شرایط پایدار^۷ مقدار دمای یکسانی را نشان می دادند دادند که نشان می دهد تمام نقاط سطح جانبی مدل شار گرمایی یکسانی از داخل لوله دریافت می کنند. همچنین داخل محفظه هر مدل با پودر فلزی با رسانندگی زیاد پر شده تا سبب یکنواختی گرما درون لوله گردد. مقدار شار گرمای دریافتی از هیتر، با تنظیم ولتاژ جریان الکتریکی ورودی قابل تغییر بوده است. ابتدا و انتهای لوله با سه لایه عایق نسوز ایزوله شده تا از اتلاف گرما از این ناحیه جلوگیری شود.

توزیع دمای سطح هر لوله با جایگذاری ۲۱ ترموکوپل نوع K در لوله بادامکی میسر شده است. قبل از نصب، ترموکوپلها باید کالیبره شوند. برای نیل به این هدف، دمای خوانده شده توسط هریک از آنها با یک دمای مشخص (در اینجا دمای محیط) مقایسه شدهاند و درصورت دقت قابل قبول (حداکثر ۵/۰ درجه سلسیوس خطا) ترموکوپل موردنظر در سیستم تعبیه شده است. جهت تعیین حدود نقطه جدایی لایه مرزی گرمایی، ترموکوپلهای بیشتری در محدوده زاویه ۸۰ تا ۹۰ درجه نسبت به نقطه سکون^۸ نصب شدهاند. همچنین درموکوپلها در سطح فوقانی و زیرین مدل به صورت متقارن نصب گردیده اند تا توزیع دما در این دو سطح قابل مقایسه باشد.

جریان اجباری توسط یک تونلباد مدارباز با مقطع دایروی به قطر مجرای ۲۴۰ میلیمتر در محدوده سرعت ۹ تا ۲۴ متر بر ثانیه ایجاد می گردد (شکل ۲).

تونلباد مجهز به یک فن دمنده سانتریفیوژ است که سرعت آن قابل تنظیم میباشد. تغییر سرعت فن دمنده سبب تغییر سرعت جریان آزاد و درنتیجه عدد رینولدز می شود.

²⁻ Moawed

⁴⁻ Pitch Ratio

⁴⁻ Kukullka

⁶⁻Emissivity

⁷⁻Watt

⁸⁻Steady State

⁹⁻ Stagnation point



شکل (۲): تونلباد آزمایشگاه.

دو طرف لوله امکانپذیر می گردد). ۳- به تمام نقاط لوله شار گرمای بهطور یکسان اعمال می شود. این مهم با اندازه گیری توزیع دما در سطح لوله و در نبود جریان اجباری هوا مورد بررسی قرار گرفت و مشاهده شد که دما در تمام نقاط یکسان است. به عبارت دیگر تمام نقاط سطح جانبی مدل، شار گرمایی یکسانی از چشمه گرمایی دریافت می کردند. ۴- از اتلافات گرمای سیمهای الکتریکی رابط صرف نظر شده است.

موازنه انرژی روی سطح لوله بادامکی شکل بعد از برقرای شرایط پایدار (همان شار گرمای سطح ثابت که مشابه شرایط عملکرد مبادله کن گرما است) ، برابر است با گرمای تولیدشده توسط چشمه گرمایی و مجموع گرما اتلافی ناشی از انتقال گرمای جابهجایی اجباری و تشعشع است (رابطه (۱)). طول مجرای تونلباد در حدود ۵ متر است که با توجه طول آن نسبت به قطر (بیش از ۱۰ برابر) جریان در تونلباد کاملا توسعه یافته خواهد بود. باتوجه به شکل ۲ مدل آزمایش در مقطع A-A و در مقابل جت تونلباد نصب می گردد. همچنین سرعت و دبی جریان اجباری بهترتیب توسط لوله پیتو¹ و اریفیس^۲ اندازه گیری شده است.

۳- تئوری حاکم بر مسأله

در این مطالعه فرضیات ذیل درنظر گرفته شدهاند: ۱ – انتقال گرما یک بعدی فرض شده است. ۲ – از اتلاف گرما از ابتدا و انتهای لوله صرفنظر شده است (این امر با عایق کردن

1-Pitot Tube 2-Orifice

بررسی تجربی انتقال گرمای جابهجایی اجباری بر روی لوله بادامکی و...

(۱) $q_{total} = q_{conv+}q_{rad}$. با توجه به رابطه (۱) که بیان کننده موازنه انرژی در سطح جانبی لوله است، حرارت کلی خارجشده از سطح لوله q_{total} به دو شکل گرمای جابهجایی q_{conv} و گرمای تشعشع q_{rad} تبدیل میشود. از آنجاکه مسائل انتقال حرارت تشعشعی، غالبا محراه با مسائل جابهجایی است و اغلب منظور از تحلیل، محاسبه انتقال حرارت کل به وسیله جابه جایی و تشعشع است، بهتر آن است که هر دو مسئله بر یک مبنای مشترک و با تعریف ضریب انتقال حرارت تشعشعی h_r حل شوند [۱۲]. این موضوع به صورت رابطه (۲) تعریف می شود:

 $q_{rad} = h_r A_1 (T_1 - T_2)$ (۲) که، T و T دمای دو جسمی است که تبادل حرارت تشعشعی دارند. بنابراین اگر فرض شود سطح دوم تبادل تشعشع یک محفظه بسته با همان درجه حرارت سیال باشد، انتقال حرارت کل برابر با مجموع جابهجایی و تشعشع خواهد بود:

 $q = (h_r + h_{conv})A_1(T_w - T_\infty)$ (۳) ضريب انتقال حرارت جابهجايي h_{conv} وابستگي چنداني

به درجه حرارت ندارد ولی درمورد ضریب انتقال حرارت تشعشعی h_{rad} چنین نیست [۱۲].

اگر یک جسم محدب (استوانه بادامکی) داخل یک جسم h_r مقعر بسیار بزرگ (اتاق آزمایشگاه) قرار گیرد می توان مقدار را به صورت رابطه (۴) محاسبه کرد [۱۲]:

$$\frac{q_{rad}}{A_1} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{1/\epsilon_1 + \binom{A_1}{A_2} \binom{1}{\epsilon_2} - 1} = h_r(T_1 - T_2). \tag{(f)}$$

که با بازنویسی آن رابطه (۵) حاصل می شود:

$$h_r = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{1/\epsilon_1 + \binom{A_1}{A_2}(1/\epsilon_2 - 1)}.$$
(۵)

σ ضریب انتشار و σ ثابت استفن بولتزمن $\left(\frac{w}{m^{2}k^{*}}\right)^{1-\delta}$ محدب هستند. در معادله (۵) اندیس ۱ مربوط به جسم محدب (استوانه بادامکی) و اندیس۲ مربوط به جسم بزرگ مقعر (اتاق آزمایشگاه) میباشد. چون $0 \approx \frac{A_{1}}{A_{2}}$ لذا معادله (۴) را میتوان بازنویسی کرد:

$$q_{rad} = \in \sigma A_1 \left(T_1^4 - T_2^4 \right) \tag{8}$$

با توجه به معادله (۶) ضریب پخشی ٤ فولاد صیقلدادهشده تقریبا برابر ۰/۰۷ است [۱۲].

توان الکتریکی منبع گرمایی $I \times V$ همان گرمایی است که توسط منبع گرمایی تأمین می گردد. با تقسیم توان المنت حرارتی بر سطح جانبی استوانه، مقدار شار حرارتی حاصل

میشود. در جدول ۱ مقادیر ولتاژ الکتریکی اعمالشده به المنت حرارتی و شار حرارتی تولیدی نشان داده شدهاند.

ولتاژ V (ولت)	جريانI(آمپر)	توان المنت	شار
		P(وات $)$	حرارتی ["] (P/S)q)
<u>^</u>	1/050	VEINT	744.
ω.	17616	τ//ωτ	(متر مربع/وات)
VA	VVVV	189/08	4140
۲۵	17 • • •	11 (/@1	(متر مربع/وات)
۱	1/98	190/94	821.
	17 07	1 (6) (1	(متر مربع/وات)

جدول (۱): مقادیر ولتاژ و جریان ورودی به المنت حرارتی.

دمای محیط آزمایشگاه ۲۱ درجه سلسیوس است که با توجه به میانگین دمای سطح و نسبت شار تشعشعی به شار حرارتی کل در شرایط داده شده در جدول ۲، حداکثر سهم انتقال گرمای تشعشعی ۶/۲٪ از کل گرمای تولیدی است. بنابراین میتوان از سهم انتقال گرما از سطح بهصورت تشعشع صرفنظر نمود و کل گرمای خارج شده را بهصورت جابهجایی درنظر گرفت.

جدول (۲): سهم انتقال گرمای تشعشعی از گرمای تولیدی کل.

شار حرارتی المنت (متر مربع/وات)	میانگین دمای سطح (C ⁰)	شار تشعشعی (متر مربع/وات)	شار تشعشعی / شار المنتحرارتی
744.	۷۴	۸۷/۱۴	3/21
4140	۱۱۸	197/19	۴/۷۵
8211	171	31/143	۶/۲

بنابراین رابطه (۱) را میتوان بهصورت رابطه (۷) سادهسازی کرد:

 $q_{total} \cong q_{conv}.$

انتقال گرمای جابهجایی، *q_{conv}،* مطابق رابطه (۸) محاسبه میشود [۲]:

(Y)

(λ)

 $q_{conv} = \bar{h}A(\bar{T_o} - T_{\infty}).$

که، $\overline{T_o}$ دمای متوسط سطح لوله بادامکی شکل و \overline{h} ضریب انتقال گرمای جابهجایی متوسط است.

شرط مرزی گرمایی دیواره لوله بادامکی شار ثابت است زیرا مطالعه مقایسه انتقال گرما از استوانه در دو شرط مرزی دمای دیواره ثابت و شار ثابت [۱۳] حاکی از آن است که تا قبل از نقطه جدایش ضریب انتقال گرما تفاوت چندانی بین این دو شرط مرزی وجود ندارد، اما در نقطه جدایش ضریب انتقال

¹⁻Stefan-Boltzmann Constant

گرما در شرایط شار گرمای ثابت، ۶۶ درصد بیش از شرایط دمای دیواره ثابت است که همین اختلاف سبب افزایش عدد ناسلت میانگین کل در شرط مرزی شار گرمایی ثابت خواهد شد. به همین دلیل لوله بادامکی مورد مطالعه در شرط مرزی شار گرمای ثابت قرار گرفت.

از آنجاکه شار گرمایی به تمام نقاط سطح جانبی لوله بادامکی بهطور مساوی اعمال می شود، لذا در رابطه (۸) میتوان به جای ضریب انتقال گرما متوسط، مقدار موضعی را برای نقطه iام بر روی سطح لوله قرارداد با این تفاوت که باید دمای نقطه iام در رابطه (۸) قرار گیرد (رابطه (۹)).

$$h_x = \frac{q_{total}}{A(T_i - T_\infty)}.$$
(9)

دمای اندازه گیری شده در نقطه iام و A مساحت سطح T_i جانبی لوله بادامکی است. عدد ناسلت موضعی را می توان از رابطه (۱۰) محاسبه کرد:

$$Nu_x = \frac{h_x D_{eq}}{k_f}.$$
 (1.)

که، K_f ضریب هدایت گرمای هوا در دمای فیلم، T_f بوده و از رابطه (۱۱) بهدست میآید.

$$T_f = \frac{T_{\infty} + \bar{T}_o}{2}.$$
(11)

با انتگرال گیری روی سطح لوله بادامکی، مقدار ضریب انتقال گرمای جابهجایی متوسط لوله را میتوان محاسبه کرد.

$$\bar{h} = \frac{1}{c} \oint h_x dx. \tag{11}$$

انتگرال رابطه (۱۲) با روش سیمپسون^۲ به راحتی قابل حل میباشد و با محاسبه ضریب انتقال گرمای متوسط میتوان عدد ناسلت متوسط را نیز بهدست آورد.

$$\overline{Nu} = \frac{\hbar D_{eq}}{k_f}.$$
(17)

از آنجاکه جریان خارجی است، برای لوله بادامکی یک اندازه مشخصه بهنام قطر معادل D_{eq}تعریف می شود که حاصل تقسیم محیط سطح مقطع بادامک بر عدد π است که برابر قطر استوانه معادل ساخته شده نیز میباشد.

سرعت جریان آزاد را می توان با استفاده از لوله پیتو اندازه گیری کرد، به این ترتیب که با اندازه گیری فشار استاتیکی و فشار سکون توسط لوله پیتو سرعت جریان به کمک رابطه (۱۴) محاسبه می شود.

فصلنامه علمی- پژوهشی مکانیک هوافضا ، جلد۱۲، شماره۳، پاییز ۱۳۹۵

$$v = \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho_f}}.$$
 (14)

باتوجه به معادله (۸) ضریب انتقال گرمای جابهجایی کلی سطح جانبی لوله بهصورت نسبت چشمه گرمایی (که در اینجا بهصورت توان الکتریکی است) بر حاصل ضرب تفاضل دما و سطح جانبی است.

$$h = \frac{V \times I}{A(T_o - T_{\infty})}.$$
 (1۵)

در رابطه (۱۵) صورت کسر حاصلضرب ولتاژ الکتریکی در شدت جریان است که جایگزین q_{total} در رابطه (۹) میشود.

شکل ۳ بههمراه جدول ۳ موقعیت قرار گیری ترموکوپلهای نصب شده را نشان میدهد. لازم بهذکر است که با ایجاد سوراخهای مناسب از داخل مدل ، تا آنجاکه امکان داشته سر هر ترموکوپل به سطح خارجی لوله نزدیک شده است. همچنین جهت مهار ترموکوپلها از چسب مقاوم به گرما استفاده شده است.

جدول (۳): موقعیت قرار گیری ترموکوپلها.

شماره ترموكوپل	فاصله بیبعدشده ترموکوپل (l/s) ازنقطه سکون
١	•
۲۱و۲	٠/١٣٨
۳۱و۳	٠/١٩١٥
۱۴و ۴	•/٢۶٢
۱۵و ۵	۰ /۳۷۸۸
۱۶و ۶	۰/۳۹۰۸
۱۷ و ۷	•/۴•۲۲
۱۸ و ۸	•/4718
۱۹ و ۹	• /۵۸۷۳
۲۰ و ۱۰	• /YQ9۶
۲۱ و ۱۱	۰ /۸ ۰ ۴۳



شکل (۳): موقعیت قرار گیری سنسورهای گرمای بر روی مدل آزمایش.

¹⁻local Nusselt Number

²⁻Simpson

۴- تحليل عدم قطعيت

عدم قطعیت دادههای بهدست آمده در مطالعه تجربی پیش رو ناشی از عدم دقت دستگاههای اندازه گیری، اتلاف گرما در دو سر لوله و انتقال گرمای تشعشعی است. مطابق روش کلین^۱ و مک کلینتوک^۲ [۱۴] عدم قطعیت کمیت هدف R که خود وابسته به متغیرهای V_i است، از طریق رابطه (۱۶) که بیانگر توزیع عدم قطعیت هر متغیر در کمیت R است، بهدست می آید.

$$\frac{U_R}{R} = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} \varepsilon_{V_i}\right)\right]^{\frac{1}{2}}.$$
(19)

با توجه به رابطه (۱۶) ، عدم قطعیت ضریب انتقال گرما
جابهجایی را میتوان بهصورت رابطه (۱۷) محاسبه کرد:
$$\frac{U_h}{h} = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T_o} \varepsilon_{T_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_\infty} \varepsilon_{T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial V} \varepsilon_V \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial I} \varepsilon_I \right)^2 \right]^{1/2}$$
(۱۷)

در رابطه (۱۷) $\mathcal{E}_{T_0} \mathcal{E}_{T_0} \mathcal{E}_{T_0}$ و I^3 بهترتیب عدم قطعیت در اندازه گیری دمای سطح، دمای محیط، ولتاژ دو سر المنت گرمای و شدت جریان الکتریکی هستند. دقت اندازه گیری دما شدت جریان $I^0 + \pm$ ، دقت اندازه گیری ولتاژ $I + \pm$ و دقت اندازه گیری شدت جریان $I^0 + \pm$ است که با جایگذاری در معادله (۱۵) و شدت جریان $I^0 + \pm$ است که با جایگذاری در معادله (۱۵) و با درنظر گرفتن حداکثر سهم انتقال گرمای تشعشعی (جدول ۲) و اتلافات گرما عدم قطعیت ضریب انتقال گرما، بین I^0 /۱٪ تا I^0 , متغیر خواهد بود که نشان می دهد، با افزایش توان منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال گرما I عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال گرما I^0 عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال گرما I^0 عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال I^0 عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال I^0 عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال I^0 عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال I^0 عدم منبع حرارتی، عدم دقت در محاسبه ضریب انتقال I^0 عدم منبع میابد. به مین ترتیب باتوجه به رابطه (۱۶) عدم قطعیت سرعت و عدم قطعیت سطح جانبی به ترتیب I^0 .

۵- نتایج آزمایش

نتایج تجربی انتقال گرمای جابهجایی اجباری لوله بادامکی شکل در شار گرمای ثابت نسبت به دو پارامتر عدد رینولدز و شار گرمایی مورد مطالعه قرار گرفته است. با تغییر شار گرمایی، لزجت و چگالی سیال که بستگی به دما دارند تغییر کرده، لذا تغییرات عدد رینولدز علاوهبر وابستگی به سرعت جریان آزاد به

1-Kline

لزجت و چگالی سیال نیز وابسته است. بهعبارت دیگر تغییر شار گرمای چشمه گرمایی، علاوهبر تغییر دمای فیلم *T_f،* سبب تغییر عدد رینولدز نیز میشود.

در این مطالعه، از سه شار گرمایی ۲۴۴۰، ۴۱۴۵ و ۶۲۷۰ وات بر مترمربع استفاده شده است. دمای محیط آزمایشگاه تقریبا ۲۱[°] ۲۱ بوده است.

تغییرات عدد ناسلت موضعی در شار گرمای ۴۱۴۵ وات بر مترمربع بر روی سطح لوله بادامکی بهازای اعداد رینولدز^۴ ۲۰×۲۰^۴ Re<۱/۳×۲۰ در شکل **۴** نشان داده شده است. محور افقی نسبت فاصله هر نقطه بر روی محور x را نسبت به نصف محیط بادامک نشان می دهد. مقادیر مثبت بیانگر نقاط بر روی سطح فوقانی و مقادیر منفی بیانگر نقاط در سطح زیرین است. تغییرات عدد ناسلت موضعی بیانگر آن است که بیشینه مقدار آن در نقطه سکون ($\chi/_{S} = 0$) رخ داده است سپس در لبه جلویی مدل، بلافاصله بعد از نقطه سکون عدد ناسلت روند كاهشى خواهد داشت (بهعلت افزایش ضخامت لایه مرزی گرمایی). روند نزولی عدد ناسلت تا یک مقدار کمینه ادامه می یابد و بعد از آن، روند تغییرات عدد ناسلت صعودی می گردد. این تغییر روند نشاندهنده وجود نقطه جدایی^۳ در جریان است. با جدایی جریان و از بینرفتن لایه مرزی، گردابههایی در پایین دست تشکیل می شود که منجر به افزایش انتقال گرما شده و عدد ناسلت روند افزایشی خواهد داشت. همچنین از شکل ۴ به روشنی دریافت می شود که با افزایش عدد رینولدز نرخ انتقال گرما زیادتر شده است. از آنجاکه مقطع بادامکی لوله در سطح بالا و پایین متقارن بوده منحنی تغییرات عدد ناسلت در این دو سطح تقریبا یکسان شده است. رفتار ناسلت موضعی در شارهای گرمای دیگر نیز مشابه شکل ۴ است با این تفاوت که با افزایش شار گرمای نرخ انتقال گرما از سطح لوله بادامکی کاهش یافته است.

در ادامه نتایج تجربی این آزمایش با رابطه همبندی اصلاحشده هیلپرت (رابطه (۱۸)) بررسی میشود.

$$\overline{Nu} = bRe_D{}^m Pr^{1/3}.$$
(1A)

در شکل **۵** با تطابق بهترین منحنی رابطه توانی هیلپرت با دادههای بهدستآمده از آزمایش، ضرایب m و b بهدست آمدهاند.

²⁻McClintock

³⁻Separation Point



شکل (۴): تغییرات عدد ناسلت موضعی در شار ۴۱۴۵ w/m².

از طرفی در مطالعه مشابه پیشین [۴]، در مورد لوله بادامکی صرفا عدد ناسلت میانگین در نتایج نشان داده شده است و همچنین عدد رینولدز جریان کمتر از مطالعه پیش رو است، با این وجود، با فرض خطی بودن افزایش عدد ناسلت با ازدیاد عدد رینولدز و برون یابی^۱ از دادههای بروجردی و لواسانی [۴] و مقایسه با نتایج بهدست آمده باتوجه به شکل **۵**، بیانگر آن است که عدد ناسلت میانگین شرایط مرزی شار ثابت بیش از شرایط دمای دیواره ثابت خواهد بود.



²⁻ Extrapolation

فصلنامه علمی- پژوهشی مکانیک هوافضا ، جلد ۱۲، شماره۳، پاییز ۱۳۹۵

جهت بررسی همبندی نتایج بهدست آمده با رابطه اصلاح شده هیلپرت، منحنی مستقیم الخطی بهروش حداقل مربعات از داده های اندازه گیری شده عبور داده شده است. برای نیل به این هدف، نمودار لگاریتمی $\left(\frac{Nu}{p_{T}}\right)_{n}$ بر حسب ایل به این هدف، نمودار لگاریتمی $\left(\frac{Re_{D}}{Re_{D}}\right)$ مشاهده می اn(Re_{D} رسم شده است. همان طور که در شکل ۶ مشاهده می شود داده های تجربی به دست آمده تطابق خوبی بر منحنی ممبندی منطبق هستند (اختلاف تنها ۴./). در نتیجه می توان از رابطه همبندی هیلپرت که برای جریان گذرنده از یک استوانه پیشنهاد شده است برای لوله بادامکی مورد مطالعه در این آزمایش نیز با دقت خوبی استفاده کرده و ضرایب رابطه هیلپرت را به دست آورد.



شکل(۶): ضرایب رابطه همبندی هیلپرت.

مقایسه بین عدد ناسلت لوله بادامکی مورد مطالعه و استوانه بر سه مبنای رابطه چرچیل- برن اشتاین، رابطه (۱۹) [۱۵]، نتایج تجربی سانیتجای^۲ [۱۶] و لوله مدور ساختهشده با قطر معادل در شکلهای **۸–۷** نشان داده شده است.

$$\overline{Nu}_{D} = 0.3 + \frac{0.62Re_{D}^{1/2}P_{r}^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{P_{r}}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{R_{e}}{282000}\right)^{\frac{1}{2}}\right]$$
(19)

1-Sanitjai

به استوانه بهروش تجربی در شکل V بزرگتر از چرچیل- برن اشتاین و بیشتر از معیار سانتیجای است درحالی که در شکل نسبت چرچیل- برن اشتاین بزرگتر است. همچنین شکل حداکثر نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه را ۱/۲۲ نشان می دهد که بیش از این نسبت در شار گرمای بیشینه می باشد. در کل، باتوجه به این دو شکل می توان دریافت که افزایش شار گرمای سبب کاهش نسبی عدد ناسلت خواهد شد. زیرا با جایگذاری ضریب انتقال گرمای جابه جای \overline{h} از معادله (۸) در رابطه (۱۰)، عدد ناسلت متوسط مطابق رابطه (۲۰)

$$\overline{Nu} = \frac{q \times D_{eq}}{A \times k_f (\overline{T_o} - T_{\infty})}.$$
(7.)

باتوجه به رابطه (۱۶)، افزایش ولتاژ اعمالی به المنت \mathcal{R}_{0} مالی سبب افزایش $\mathcal{R}_{0} = (\overline{T_{0}} - \overline{T_{0}}) = \Delta$ می شود. اما با توجه به نتایج به دست آمده، افزایش اختلاف دما بالاتر از افزایش توان منبع گرمایی است لذا، افزایش ولتاژ اعمال شده با عدد ناسلت متوسط نسبت عکس دارد. همچنین بزرگتربودن عدد ناسلت لوله بادامکی نسبت به استوانه را می توان به این امر مربوط دانست که هرچند سطح جانبی استوانه و لوله بادامکی که در مربوط دانست که هرچند ناطح جانبی اوله بادامکی که در ناحیه بعد از گردابه جریان قرار دارد بیش از استوانه است زیرا سرا برابر و چون ناحیه بعد از گردابه جریان قرار دارد بیش از استوانه است زیرا مربول بادامکی که در مربوط دانست که هرچند سطح جانبی لوله بادامکی که در کرایی بعد از گردابه جریان قرار دارد بیش از استوانه است زیرا مربول می بیشتری از لوله بادامکی در این ناحیه قرار دارد، تبادل مربول می بادامکی نسبت به استوانه بیشتر است.

۶- نتیجهگیری

در این مطالعه، انتقال گرمای جابهجایی اجباری جریان خارجی روی لولهای با مقطع بادامکی شکل مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که رفتار عدد ناسلت در سطح خارجی لوله بادامکی مشابه یک استوانه است. مقایسه دادههای تجربی بیانگر آن است که شرط مرزی شار ثابت انتقال گرمای بیشتری نسبت به شرط دما ثابت خواهد داشت. نتایج بررسی با رابطه همبندی هیلپرت نشان از اعتبار آن برای لولهای با مقطع بادامک دارد. مقایسه عدد ناسلت متوسط لوله بادامکی و استوانه بادامک دارد. مقایسه عدد ناسلت متوسط لوله بادامکی و استوانه جانبی بیشتر پس از جدایی لایه مرزی از سطح، بیش از استوانه است. درحالی که با افزایش شار گرمای این اختلاف کمتر میشود. از آنجاکه یکی از روشهای مرسوم برای افزایش دفع



شکل ۷ نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه را در ماکزیمم شار گرمای اعمالشده (مترمربع/وات ۶۲۷۰) نشان میدهد. با توجه به این دو شکل، می توان دریافت که اولا نسبت عدد ناسلت همواره بزرگتر از یک بوده و این نسبت در مقایسه با لوله مدور ساختهشده بیشتر است، ثانیا با افزایش عدد رینولدز این نسبت نیز افزایش یافته است.



شکل (۸): نسبت عدد ناسلت لوله بادامکی به استوانه در شار گرمای کمینه.

در شکل ۸ همین مقایسه در شار گرمای کمینه نشان داده شده است. ملاحظه می شود که نسبت عدد ناسلت لوله بادامک فصلنامه علمي- پژوهشي مكانيك هوافضا ، جلد ١٢، شماره٣، پاييز ١٣٩٥

- McClintock, S. and Kline, J.F. "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, 1953
- 15. Churchill, S.W. and Bernstein, M. "A Aorrelating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow", Int. J. Heat Transfer, Vol. 99, No. 2, pp. 300-306, 1977.
- Sanitjai, S. and Godlstein, R.j. "Forced Convection Heat Transfer from a Circular Cylinder in Crossflow to Air and Liquids", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, No. 22, pp. 4795-4805, 2004.

گرما از لولهها آن است که برروی آنها پره نصب کنند، ولی این راه کار در مواردی که فضای کافی وجود ندارد، کارآیی نخواهد داشت. لذا استفاده از لولههای با مقطع بادامکی میتواند بهعنوان یک پیشنهاد در جایگزین کردن لولههای مدور، علیالخصوص در مبادله کنهای گرما، مطرح شود.

۷- مراجع

- 1. Kays,W.M. and London, A.L. "Compact Heat Exchangers", McGraw Hill, New York,1964.
- 2. Zukauskas, A. and Ziugzda, J. "Heat Transfer of a Cylinder in Crossflow", Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1985.
- 3. Zdravkovich, M.M. "Flow Around Circular Cylinder ",Vol.1, Fundamental Oxford University Press, Oxford, 1997.
- Nouri-Borujerdi, A. and Lavasani, A.M. "Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer From a Cam Shaped Tube in Cross Follow", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 50, No. 13, pp. 2605-2611, 2007.
- Nouri-Borujerdi, A. and Lavasani, A.M. "Pressure Lost and Heat Transfer Characterization of a Cam-Shaped Cylinder at Different Orientaions", Int. J. Heat Transfer, Vol. 130, No. 12, pp. 124503.1-124503.4, 2008.
- Comini, G., Savino, S., Bari, E., and Bison, A. "Forced Convection Heat Transfer from Banks of Helical Coiled Resistance Wires", Int. J. Thermal Sciences, Vol. 47, No. 4, pp. 442–449, 2008.
- Wang, X., Bibeau, E., and Naterer, G.F. "Experimental Correlation of Forced Convection Heat Transfer from a NACA Airfoil", Experimental Thermal Fluid Science, Vol. 31, No. 8, pp. 1073– 1082, 2007.
- 8. Ibrahim, T.A. and Gomaa, A. "Thermal Performance Criteria of Elliptic Tube Bundle in Crossflow", Int. J. Therm. Sci. Vol.48, No. 11, pp. 2148-2158, 2009.
- Tang, L.H., Zeng, M., and Wang, Q.W, "Experimental and Numerical Investigation on Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers With Various Fin Patterns", Exp. Therm. Fluid Sci. Vol. 33, No. 5, pp. 818-827, 2009.
- Moawed, M. "Experimental Study of Forced Convection from Helical Coiled Tubes with Different Parameters", Energy Convers. Manage. Vol. 52, No. 2, pp. 1150-1156, 2011.
- Kukullka, D.J., Smith, R., and Fuller, K.G. "Development and Evaluation of Enhanced Heat Transfer Tubes", Appl. Therm. Eng., Vol. 31, No. 13, pp. 2141-2145, 2011.
- DeWitt, D.P., Incropera, F.P., Bergman, T.L., and Lavine, A.S. "Heat and Mass Transfer", Wiley, New York, 2001.
- 13. Papell, S.S. "Influence of Thermal Boundary Condition on Heat Transfer from a Cylinder in Crossflow". NASA Technical Paper 1894. 1981.