

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



عضویت در خبرنامه



فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی جهاد دانشگاهی



مباحث پیشرفته یادگیری عمیق؛
شبکه های توجه گرافی
(Graph Attention Networks)



کارگاه آنلاین آموزش استفاده از
وب آو ساینس



کارگاه آنلاین مقاله روزمره انگلیسی

تعیین انتقال حرارت لوله بیضوی در جریان مغشوش به کمک روش تجربی

آرش میرعبداله لواسانی

استادیار دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی
 Arashlavasani@iauctb.ac.ir

محسن اکبری

دانشجوی دکتری مکانیک تبدیل انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد
 علوم تحقیقات
 Mohsen.Akbari_m@yahoo.com

چکیده

هدف از این مطالعه تجربی اندازه گیری ضریب درگ و انتقال حرارت لوله بیضوی در جریان متلاطم و عرضی از هوا است. مطالعات در سه زاویه حمله صفر و ۴۵ و ۹۰ درجه و عدد رینولدز در محدوده $1/4 \times 10^4 \leq Re_{eq} \leq 7/5 \times 10^4$ انجام شده است. در محاسبات مربوط به عدد رینولدز از قطر معادل لوله بیضوی استفاده شده است. نتایج نشان داده است که در تمام محدوده عدد رینولدز، ضریب درگ مربوط به لوله بیضوی در زاویه حمله صفر درجه، ۳۲ درصد کمتر و در زاویه حمله ۹۰ درجه ۲۳ درصد بیشتر از لوله دایروی است، همچنین برای مقایسه بین لوله بیضوی و دایروی معادل از نسبت \overline{Nu}/C_d استفاده شده است. نتایج نشان داده است که عملکرد حرارتی-هیدرولیکی لوله بیضوی در زاویه حمله صفر درجه ۴۴/۴ درصد بیشتر و در زاویه حمله ۹۰ درجه ۹/۵ درصد کمتر از لوله دایروی با قطر معادل یکسان است.

کلمات کلیدی: ضریب درگ- جریان متلاطم - لوله بیضوی - عدد ناسلت- روش تجربی

فهرست علائم

A	قطر اصلی (یا طولی) لوله بیضوی	u	سرعت لحظه ای
B	قطر فرعی (یا عرضی) لوله بیضوی	علائم یونانی	
D	ضلع مربع	v	ویسکوزیته سینماتیکی
C_d	ضریب درگ	ρ	چگالی
C_p	ضریب فشار استاتیکی	α	زاویه حمله
F_d	نیروی درگ	θ	زاویه سوراخ ها
L	طول لوله	بالانویس	
l	طول در راستای محیط لوله	-	متوسط
Nu	عدد ناسلت	زیرنویس	
P	فشار	a	هوا
Re	عدد رینولدز	eq	معادل
T	درجه حرارت	s	سوراخ
Tu	شدت توربولانسی	∞	جریان آزاد
U	سرعت		

۱- مقدمه

هیچ یک از اعمال انسان، بازدهی صد درصد ندارد از این رو استفاده بهینه و ممانعت از هدر رفتن امکانات امری اساسی است این نکته هنگامی اهمیت بیشتری پیدا می‌کند که موضوع انرژی مطرح شود. منظور از بهینه‌سازی مصرف انرژی، انتخاب الگوها و اتخاذ و بکارگیری روش‌ها و سیاست‌هایی برای مصرف درست و حداکثری انرژی در دسترس است. از این رو بهینه‌سازی فرآیندهای صنعتی برای استفاده حداکثری از انرژی در دسترس یکی از مهمترین موضوعات تحقیقات علمی در سالهای اخیر بوده است. بسیاری از کاربردهای صنعتی نیاز به استفاده از مبدل‌های حرارتی با لوله‌هایی به شکل دایروی و یا غیر دایروی دارد اما در بسیاری از تجهیزات مورد استفاده در صنعت از لوله‌های دایروی به علت ساخت آسان آن استفاده می‌شود. به علت افت فشار نسبتاً زیاد لوله‌های دایروی در جریان عرضی در مبدل‌های حرارتی در سال‌های اخیر مطالعات زیادی بر روی لوله‌های غیر دایروی انجام شده است [۱-۹].

انتقال گرمای اجباری در لوله‌های بیضوی توسط سبان و دریک [۱] و دریک و همکاران [۲] گزارش شده است. آن‌ها ضریب انتقال حرارت محلی را در زاویه حمله صفر تا ۶ درجه بررسی کرده‌اند. کیکاوا و اوهنیشی [۳] انتقال گرمای جابجایی اجباری و آزاد ناپایا از لوله‌های افقی دایروی و بیضوی را در رینولدز ۴۰ و ۸۰ بررسی کرده‌اند. آن‌ها معادلات دو بعدی ناویر استوکس و انرژی را به صورت عددی و میدان گرما را به صورت تجربی مطالعه کردند. مطالعه دیگری تحت عنوان جدایی جریان و اتصال مجدد در سمت ۹۰ درجه منشور مثلثی به صورت تجربی توسط شربینی [۴] انجام شده است. او به بررسی توزیع فشار در سمت ۹۰ درجه منشور مثلثی در یک جریان یکنواخت در رینولدز 10^5 و زوایای متفاوت پرداخته است. نتایج آن‌ها نشان داده‌اند که نقطه اتصال مجدد جریان بستگی به زاویه جریان دارد و فشار بر سطوح تقریباً یکنواخت است و تنها زمانی که جدایی در حال وقوع است از گوشه به طرفین حرکت می‌کند. اوتا و همکاران [۵] مشخصه‌های انتقال گرما از لوله‌های بیضوی با نسبت ابعاد ۱:۲ و ۱:۳ در محدوده‌ی رینولدز ۸۰۰۰ تا ۷۹۰۰۰ با زاویه‌ی حمله‌ی صفر تا ۹۰ درجه را بررسی کردند. نتایج وی نشان داده‌اند که بیشترین مقدار ضریب انتقال گرمای میانگین در تمامی اعداد رینولدز در محدوده زاویه حمله صفر تا ۹۰ درجه است و کمترین نرخ انتقال گرمای میانگین از لوله دایروی بیشتر است. برای بیش از یک لوله و یک دسته لوله مرکز و هنک [۶] به بررسی تجربی انتقال حرارت و عملکرد افت فشار دسته لوله‌های بیضوی با نسبت محور ۳/۹۷ با فاصله‌های عرضی و طولی متفاوت پرداختند، آنها نشان دادند که مبدل‌های حرارتی با لوله‌های بیضوی ناحیه‌ی پیشانی کوچکتری در مقایسه با لوله‌های دایروی دارند. اوتا و نیشیما [۷] به بررسی تجربی جریان هوا در اطراف ۲ لوله‌ی بیضوی پشت سر هم با نسبت محور ۳ پرداختند و ضریب لیفت و درگ را برای طیف وسیعی از زاویه حمله بررسی کردند. بررسی انتقال گرما از لوله‌های بیضوی توسط حسن [۸] گزارش شده است. او عملکرد هیدرولیکی پنج لوله را به صورت تجربی در محدوده رینولدز بین ۱۰۰۰ تا ۱۱۰۰۰ با نسبت محور R برای سه لوله با نسبت محور ۳، ۲ و ۴ و دو لوله دیگر با نسبت محور ۳ که در بالاترین و پایین‌ترین قسمت مقطع به دو سیم متصل شده است و دیگری یک لوله برش خورده می‌باشد را بررسی کرده است. نتایج نشان داده‌اند که عدد ناسلت در رینولدز‌های کمتر از ۴۰۰۰ نزدیک به لوله‌ی دایروی است و با افزایش رینولدز عدد ناسلت افزایش پیدا می‌کند و با افزایش نسبت محورها مقدار ناسلت افزایش پیدا کرده است. دیمان و چابرا [۹] در مطالعه عددی جریان و انتقال حرارت از یک لوله با سطح مقطع مربعی در رژیم جریان پایدار در محدوده $1 \leq Re \leq 45$ و $Pr \leq 4000$ و نسبت‌های انسداد متفاوت، تغییرات ضریب درگ و اثر انسداد بر روی آن را بررسی کردند. روابط انتقال گرما در رژیم جریان برای شرایط دما ثابت و شار ثابت بر روی سطح لوله در جریان عرضی به دست آمده است. بعلاوه تغییرات ناسلت موضعی بر روی هر سطح برای روشن شدن اثر عدد پرانتل و نسبت انسداد بر روی تغییرات ضریب درگ و عدد ناسلت نشان داده شده است. نتایج آن‌ها

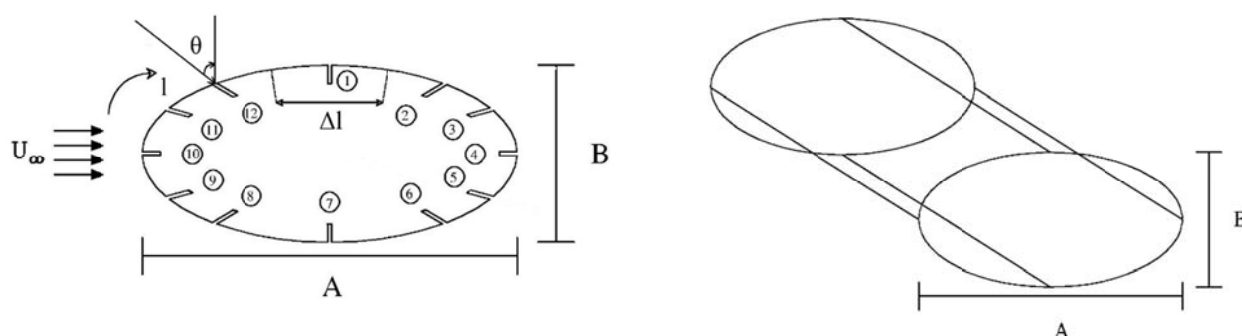
نشان داده که به طور کلی عدد ناسلت در شار ثابت بیشتر از حالت دما ثابت است و عدد ناسلت میانگین برای هر دو نوع شرط مرزی با افزایش عدد پراتل و مقدار ثابت عدد رینولدز و در تمام محدوده نسبت انسداد افزایش یافته است. مطالعات فوق به بررسی لوله های غیر دایروی و مقایسه آنها با لوله دایروی پرداخته است که این نشان دهنده اهمیت توزیع فشار در زوایای حمله مختلف می باشد. به نظر می رسد، در مطالعات پیشین انتقال حرارت از لوله بیضوی کمتر بررسی شده است، بنابراین در این مطالعه انتقال حرارت در اطراف لوله بیضوی در زاویه حمله صفر، ۴۵ و ۹۰ درجه در جریان متلاطم به روش تجربی بررسی شده است.

۲- دستگاه آزمایش

آزمایشات در یک تونل باد مادون صوت مدار باز با مقطع آزمون $100 \text{ cm} \times 80 \text{ cm}$ و در محدوده سرعت ۵ تا ۹۰ متر بر ثانیه انجام شده است. شدت توربولانسی جریان آزاد Tu که بوسیله اندازه گیری آشفتگی جریان هوا در محفظه آزمون توسط سیم داغ اندازه گرفته شده، به صورت رابطه زیر تعریف شده است که در نتیجه، شدت توربولانسی از ۰/۳ تا ۱/۵ درصد تغییر کرده است.

$$Tu = \frac{\sqrt{u'^2}}{u} \times 100 \quad (1)$$

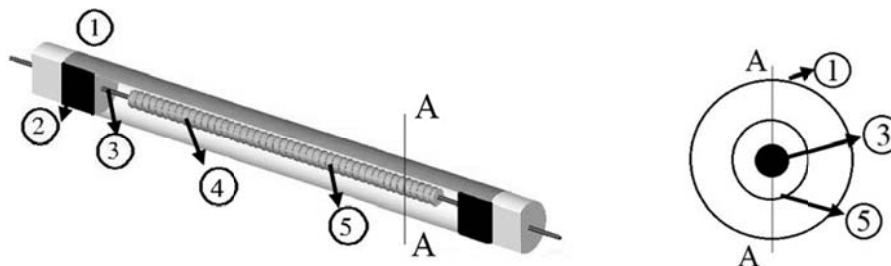
برای اندازه گیری توزیع فشار و نیروی درگ از یک لوله با سطح مقطع بیضی استفاده شده است (شکل ۱). جنس لوله فولاد با ضخامت ۱/۵ میلیمتر و محیط ۷۰/۳۳ میلیمتر است. نسبت A/B در لوله ی بیضوی برابر ۱/۳۳ است. سطوح مدلهای کاملاً صیقلی شده است تا از اثرات زبری صرف نظر شود. برای اندازه گیری تغییرات فشار، لوله بیضوی به طور عمودی در داخل محفظه تست قرار گرفته است و مطابق شکل ۱ بروی سطح آن ۱۲ سوراخ به قطر ۲ میلیمتر ایجاد شده است. هریک از سوراخ ها بوسیله لوله های مسی به یک دستگاه فشار سنج که در شرایط و محیط آزمایشگاه کالیبره شده، متصل و اندازه گیری ها انجام گرفته است.



شکل ۱: شماتیک محل های اندازه گیری توزیع فشار لوله مربعی و بیضوی

شکل شماتیک لوله بیضوی جهت اندازه گیری انتقال حرارت در شکل ۲ نشان داده شده است. به منظور کاهش انتقال حرارت هدایتی دو طرف انتهایی لوله بیضوی عایق شده است. برای اندازه گیری انتقال حرارت لوله مسی با طول ۶۲۰ میلی متر و قطر معادل ۴۶ میلی متر انتخاب شده است. لوله بیضوی مورد استفاده در این مطالعه دارای شرایط مرزی شار ثابت می باشد. برای ایجاد شار حرارتی ثابت از محیط لوله، مطابق شکل ۲ ابتدا لوله ای با سطح مقطع بیضی با قطر معادل ۲۲/۴ میلی متر از جنس چوب ساخته شده و سپس المنت هایی از جنس نیکل کروم به دور آن پیچیده شده و داخل هریک از لوله های فلزی قرار داده

شده است. ولتاژ لازم در المنت به کمک یک دستگاه دایمر صنعتی ایجاد شده است. برای اندازه گیری دمای سطح لوله از ترموکوپل استفاده شده است.



۱-لوله مسی، ۲- عایق حرارتی، ۳- میله آهنی، ۴- المنت، ۵- لوله چوبی

شکل ۲: شماتیک لوله جهت اندازه گیری انتقال حرارت

۳- روش آزمایش

به منظور بدست آوردن انتقال حرارت و درگ فشاری وارد بر لوله و مقایسه آن با یک لوله دایروی با سطح مقطع یکسان، نیاز به تعریف قطر معادل یکسان می‌باشد. D_{eq} قطر معادل لوله بیضوی برای مقایسه با لوله دایروی براساس شکل ۲ از طریق رابطه $D_{eq} = P/\pi$ است که در آن P محیط لوله بیضوی می‌باشد بدست آمده است. نسبت طول لوله به قطر معادل (L/D_{eq}) برای لوله ها $13/4$ می‌باشد، که کورامبی و الفخری بصورت تجربی نشان داده اند که اثر نسبت فوق برای مقادیر بیش از ۴ قابل صرف نظر است. [10].

اندازه گیری ضریب درگ در روش تجربی از طریق محاسبه توزیع فشار در اطراف سطح لوله بدست آمده است که برای محاسبه این مقدار از رابطه زیر استفاده شده است:

$$C_D = \frac{1}{D_{eq}} \{ C_p \cos \theta \Delta L \} = \frac{1}{D_{eq}} \left\{ \sum_{i=1}^n C_p \cos \theta_i \Delta L_i \right\} \quad (2)$$

که در آن، n تعداد سوراخ‌ها در سطح هر لوله و θ_i زاویه بین جهت جریان طبیعی و آزاد در هر محل سوراخ و L فاصله از لبه و تغییرات ΔL_i هر لوله نشان دهنده یک طول برای هر سوراخ روی محیط دایره است. ضریب فشار نیز از طریق رابطه (۳) محاسبه می‌شود:

$$C_{p,i} = \frac{P_i - P_\infty}{0.5 \rho_\infty U_\infty^2} \quad (3)$$

که P_i فشار استاتیکی و P_∞ فشار هوا برای هر سوراخ می‌باشد.

انتقال حرارت از المنت به لوله توسط رابطه ی زیر و با اندازه گیری مقاومت المنت و ولتاژ ایجاد شده محاسبه شده است.

$$Q_t = \frac{V^2}{R} \quad (4)$$

انتقال حرارت جابجایی از روی سطح لوله ها از طریق رابطه زیر به دست آمده است.

$$Q_{conv} = Q_t - Q_{rad} \quad (5)$$

که در آن مقدار گرمای هدایت ناچیز است و در نتیجه مقدار انتقال گرمای جابجایی برابر با گرمای کل شده است. مقدار شار حرارتی از طریق رابطه زیر به دست آمده است.

$$q_{conv} = \frac{Q_{conv}}{A} \quad (6)$$

که A در آن برابر $\pi D_{eq} L$ که در آن L طول لوله است. ضریب انتقال حرارت متوسط از طریق رابطه زیر محاسبه شده است.

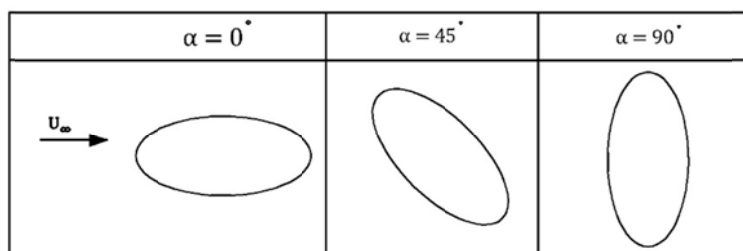
$$\bar{h} = \frac{q_{conv}}{T_s - T_\infty} \quad (7)$$

که در آن دمای سطح T_s و T_∞ دمای جریان هوا است. در این صورت عدد ناسلت متوسط به فرم معادله ی زیر است.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_{eq}}{k} = \frac{q_{conv} \cdot D_{eq}}{k (T_s - T_\infty)} = \frac{Q_{conv}}{k \pi L (T_s - T_\infty)} \quad (8)$$

در جدول ۱ نحوه قرارگیری مدل ها در زاوایای حمله متفاوت نشان داده شده است.

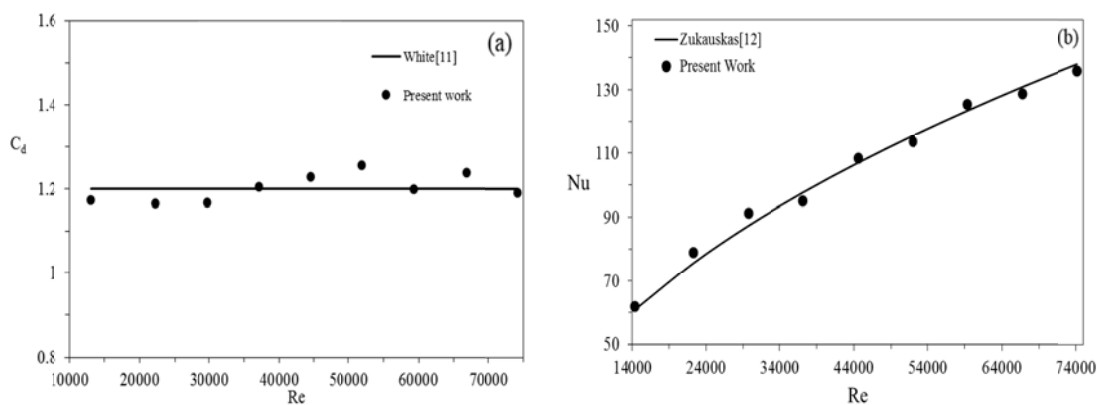
جدول ۱: نحوه قرارگیری لوله بیضوی در زاوایای حمله مختلف



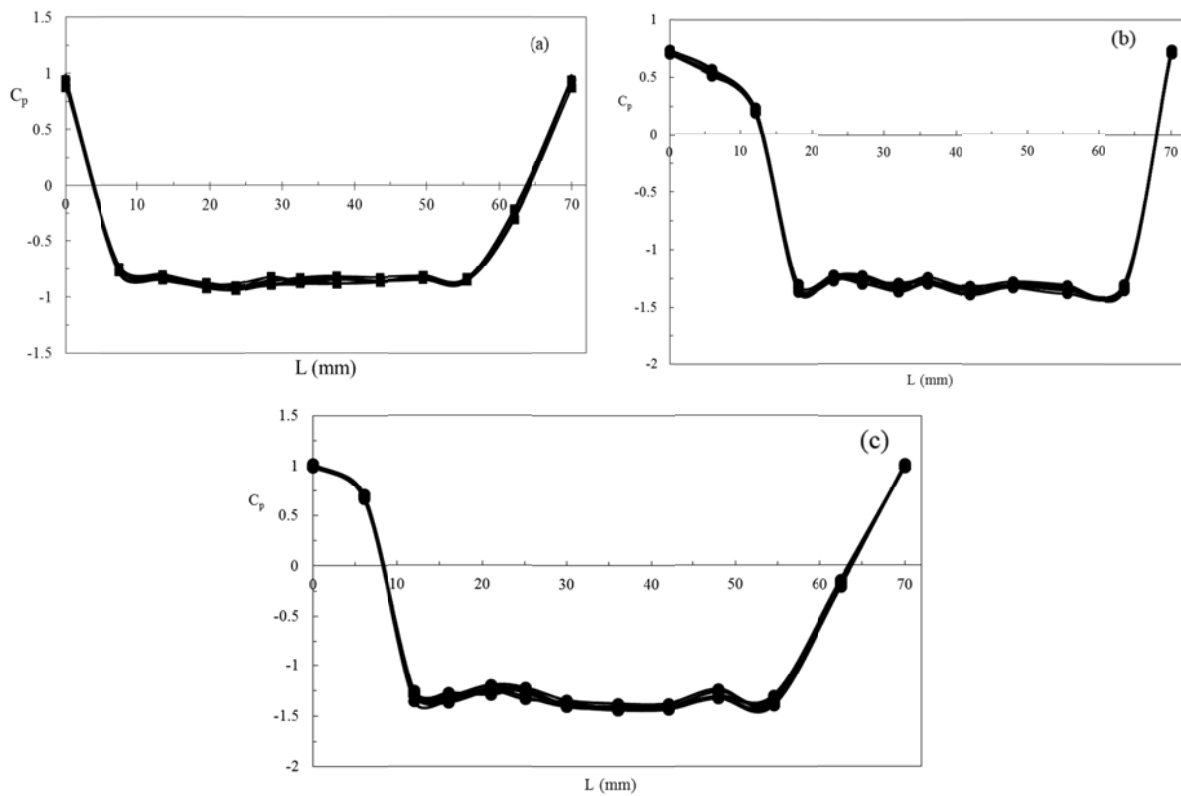
۴- نتایج و بحث

برای بررسی صحت عملکرد تجهیزات و میزان دقت داده‌های گرفته شده قبل از شروع آزمایش، از یک لوله دایروی به قطر $22/4 \text{ mm}$ برای اندازه‌گیری ضریب درگ استفاده شده است. در شکل ۳ نتایج حاصل از اندازه‌گیری لوله دایروی و مقایسه آن با نتایج وایت [۱۱] و زوکاسکاس [۱۲] نشان داده شده است. تفاوت بین آنها در حدود ۲ تا ۶ درصد محاسبه شده است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که دقت آزمایش در حد مطلوب است.

در شکل ۴ و ۵ به ترتیب توزیع فشار و ضریب درگ لوله بیضوی در محدوده رینولدز ۱۴۰۰۰ تا ۷۵۰۰۰ و در زاوایای حمله متفاوت نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است با تغییر در زاویه حمله، از صفر به ۴۵ درجه و سپس ۹۰، به دلیل ایجاد جدایش ضریب فشار منفی شده است و از $-0/97$ در زاویه حمله صفر درجه به $-1/34$ که کمترین مقدار در زاویه حمله ۹۰ درجه می‌باشد، رسیده است. بطور کلی اگر حالت قرارگیری مدل باعث تشدید در تشکیل گردابه‌ها شود ضریب درگ مربوط به آن حالت افزایش یافته و بالعکس با کم شدن گستره گردابه‌ها، ضریب درگ کاهش می‌یابد، که این حالت با تغییر زاویه حمله در شکل ۵ دیده شده است.

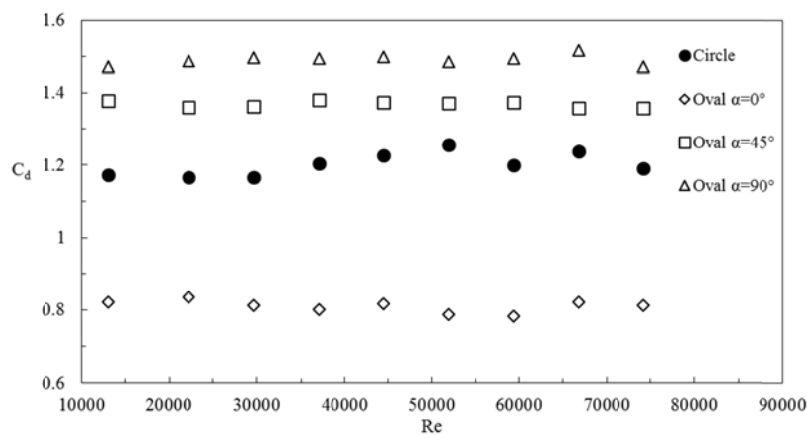


شکل ۳: (a) ضریب درگ ، (b) عدد ناسلت لوله دایروی



شکل ۴: توزیع فشار پیرامون لوله بیضوی (a) زاویه حمله $\alpha = 0^\circ$ ، (b) زاویه حمله $\alpha = 45^\circ$ ، (c) زاویه حمله $\alpha = 90^\circ$

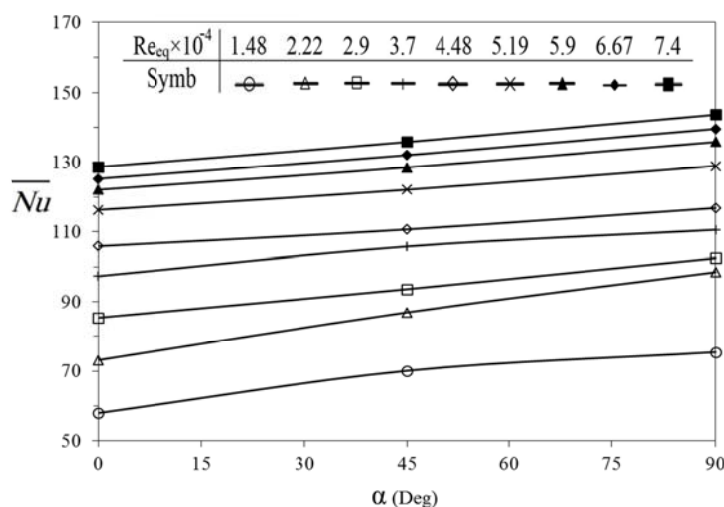
همان طور که در شکل ۵ نشان داده شده ضریب درگ لوله بیضوی در زاویه حمله صفر درجه کمترین مقدار و با افزایش زاویه حمله گستردگی ناحیه دنباله افزایش یافته و این باعث ایجاد ناحیه کم فشار در پشت و در نتیجه افزایش ضریب درگ و رسیدن به بیشترین مقدار خود در 90° درجه شده است.



شکل ۵: مقایسه ضریب درگ لوله بیضوی و دایروی

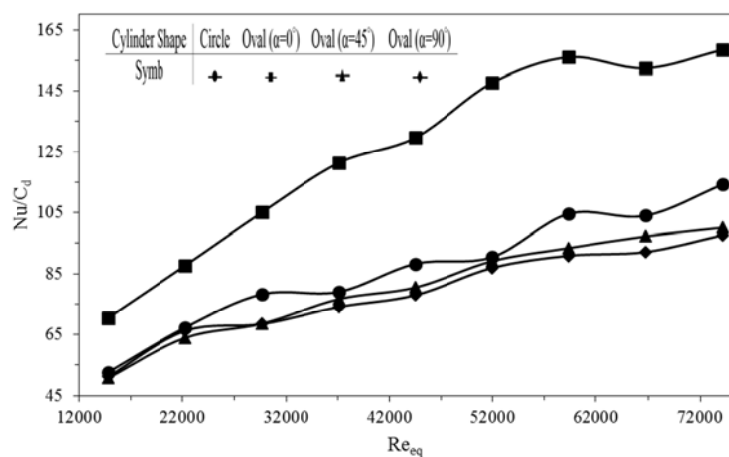
تغییرات عدد ناسلت متوسط با تغییر در زاویه حمله و به ازای رینولدزهای مختلف در شکل ۶ مشخص شده است. همان طور که مشخص است با افزایش عدد رینولدز مقادیر عدد ناسلت پیوسته افزایش یافته است. در لوله بیضوی کمترین مقدار عدد

ناسلت در صفر درجه رخ داده است و به تدریج و با افزایش زاویه حمله مقدار آن افزایش یافته و در ۹۰ درجه به حداکثر مقدار خود رسیده است.



شکل ۶: تغییرات عدد ناسلت متوسط لوله بیضوی در زوایای حمله متفاوت و به ازای رینولدزهای مختلف

برای بررسی عملکرد حرارتی - هیدرولیکی لوله بیضوی از نسبت \overline{Nu}/C_d استفاده شده است. در شکل ۷ مقایسه ای بین لوله بیضوی و دایروی انجام شده است. این شکل نشان داده است که عملکرد حرارتی-هیدرولیکی لوله در زاویه حمله صفر درجه بهتر از سایر حالات قرارگیری لوله بیضوی است و ۴۴/۴ درصد بیشتر از لوله دایروی با قطر معادل یکسان است و این در حالی که در زاویه حمله ۹۰ درجه این مقدار به کمترین مقدار خود رسیده و ۹/۵ درصد کمتر از لوله دایروی است.



شکل (۴-۱۲) مقایسه \overline{Nu}/C_d لوله بیضوی

نتیجه گیری

در این مطالعه به بررسی اندازه گیری ضریب درگ و انتقال حرارت لوله بیضوی در جریان متلاطم و عرضی از هوا به کمک روش تجربی پرداخته شد. مطالعات در زاویه حمله صفر و ۴۵ و ۹۰ درجه و عدد رینولدز در محدوده $7/5 \times 10^4 \leq Re_{eq} \leq 1/4 \times 10^4$ انجام شد. درگ فشاری با توجه به رفتار جریان اطراف لوله بیضوی مشخص شد. به منظور بدست آوردن درگ فشاری وارد بر

شانزدهمین کنفرانس دینامیک شاره‌ها FD2015
 کرمانشاه، دانشگاه رازی، ۲۶-۲۸ آبان ۱۳۹۴

لوله بیضوی شکل و مقایسه آن با یک لوله دایروی با سطح مقطع یکسان، از یک قطر معادل استفاده و عدد رینولدز هم براساس قطر معادل تعریف شد. نتایج نشان داد که ضریب درگ لوله بیضوی در زاویه حمله صفر درجه کمترین مقدار و $3/32$ درصد کمتر از لوله دایروی و در زاویه حمله 90° درجه بالاترین مقدار و $9/23$ درصد بیشتر از لوله دایروی است. جهت مقایسه بین لوله بیضوی و دایروی معادل از نسبت \overline{Nu}/C_d استفاده شده است. نتایج نشان داده اند که با تغییر در زاویه حمله، به دلیل تغییر در عدد ناسلت و ضریب درگ، نسبت \overline{Nu}/C_d تغییر کرده است. از نتایج مشخص شده است که بیشترین مقدار مربوط به لوله در حالت قرارگیری صفر درجه و کمترین مقدار مربوط به زاویه حمله 90° درجه است.

مراجع

- [1] Seban, R and Drake, R., "Local heat-transfer coefficients on the surface of an elliptic cylinder in a high speed air stream," Trans. ASME 75, 1953, pp. 235-240.
- [2] Drake, R., Seban, R and Doughty, D and Lin, S., "Local heat transfer coefficient on the surface of an elliptic cylinder," axis ratio 1:3, In a high speed air stream, Trans. ASME 75, 1953, pp. 1291-1302.
- [3] Kikkawa, S., Ohnishi, T., "Unsteady combined forced and natural convective heat transfer from horizontal circular and elliptic cylinder" Sci. Eng. Rev. Doshisha Univ, Vol. 2, 1974, pp. 60-75.
- [4] El-Sherbiny, S., "Flow Separation and Reattachment Over the Sides of A 90° Triangular Prism," Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 11, 1983, pp. 393-403.
- [5] Ota, T., Aiba, S., Tsuruta, T. and Kaga, M., "Forced convection heat transfer from an elliptic cylinder of axis ratio 1:2," Bull. JSME 26, 1983, pp. 262-267.
- [6] Merker, G, P., Hanke, H., "Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.29, no.12, 1986, pp.1903-1909.
- [7] Ota, T., Nishiyama, H., "Flow around two elliptic cylinders in tandem arrangement," Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, Vol.108, no.1, 1986, pp.98-103.
- [8] HASAN, A., "Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air," International Journal of Heat and Mass Transfer 41, 2005, pp.724-733.
- [9] Dhiman, A.K., R.P. Chhabra, R.P., Eswaran, V., "Flow and heat transfer across a confined square cylinder in the steady flow regime: Effect of Peclet number," International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 2005, pp. 4598-4614.
- [10] Quarmby, A., Al-Fakhri, A.A.M., "Effect of Finite Length on Forced Convection Heat Transfer from Cylinders", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 23, 1980, pp.463-469.
- [11] White, F., Fluid Mechanics, Mc Graw-Hill, New York, 2005.
- [12] Zukauskas, A., "Advances in Heat Transfer," Academic Press, New York, 1972.

SID



سرویس های
ویژه



سرویس ترجمه
تخصصی



کارگاه های
آموزشی



بلاگ
مرکز اطلاعات علمی



عضویت در
خبرنامه



فیلم های
آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی جهاد دانشگاهی



مباحث پیشرفته یادگیری عمیق؛
شبکه های توجه گرافی
(Graph Attention Networks)



کارگاه آنلاین آموزش استفاده از
وب آوساینس



کارگاه آنلاین مقاله روزمره انگلیسی