

اندازه‌گیری انتقال گرما به کمک انتقال جرم از یک ردیف لوله داخل کانال

علی نوری*، آرشد میرعبداله لواسانی**
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(دریافت مقاله: ۸۲/۲/۲۷ - دریافت نسخه نهایی: ۸۳/۱۱/۲۰)

چکیده - در این مقاله ضریب انتقال گرمای متوسط سه لوله افقی در یک ردیف قائم واقع در یک کانال و در یک جریان از هوا که کاملاً توسعه یافته نیست، به طور تجربی اندازه‌گیری شده است. اساس روش اندازه‌گیری بر پایه روش رطوبت سنجی استوار است و ضریب انتقال گرما به کمک تشابه بین مکانیزمهای انتقال جرم و گرما محاسبه شده است. قطر لوله‌ها ۱۱ mm و فاصله بین آنها ۴۰ mm و نسبت بین قطر لوله‌ها به فاصله بین دیواره‌های مجاور $D/W < 0.22$ است. عدد رینولدز جریان بین $500 < Re_D < 6000$ تغییر می‌کند. نتایج نشان می‌دهد که عدد ناسلت هر یک از لوله‌ها، با افزایش D/W ، افزایش می‌یابد. همچنین افزایش عدد ناسلت لوله دوم بیشتر از لوله سوم است.

واژگان کلیدی: روش تجربی، انتقال گرما و جرم، دسته لوله، کانال

Heat Transfer from a Tube Bank with Mass Transfer in a Duct

A.Nouri and A.M.Lavasani

School of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology

Abstract: An experimental investigation on heat transfer coefficient is presented from three horizontal tubes in a vertical array in a duct for $500 < Re_D < 6000$. A mass transfer measuring technique based on psychrometry chart is used to determine heat transfer coefficient. The diameter of the tubes is 11 mm each spaced 40 mm apart and in-line pitch ratio varies

** - دانشجوی دکترا

* - استاد

in the range $0.055 < D/W < 0.22$. The experimental results show that the Nusselt number of each tube increases by increasing D/W . Also the increase of the second tube Nusselt number is more than that of the third one.

Keywords: Experimental method, Heat and Mass transfer, Tube bank, Duct

فهرست علائم

علائم یونانی	علائم لاتین	معنی
D	قطر لوله	
D_{AB}	ضریب نفوذ جرم	
Gr	عدد گرافش، $g\Delta\rho D^3 / \rho\nu^2$	
h	ضریب انتقال گرما	
h_m	ضریب انتقال جرم	
L	فاصله بین مراکز دو لوله مجاور	
m	جرم تبخیر	
M	وزن مولکولی	
Nu	عدد ناسلت، hD / k_{mix}	
P	فشار	
Pr	عدد پراتل، ν / α	
$P(T)$	فشار اشباع	
Re	عدد رینولدزبر حسب قطر لوله، UD / ν_{mix}	
Sc	عدد اشمیت، D_{AB} / ν	
Sh	عدد شروود، $h_m D / D_{AB}$	
T	دما	
U	سرعت هوا	
W	عرض کانال	
X	مختصات در جهت عرض کانال	
u	سرعت	
w	سطح فیلم مایع	
wa	آب	
∞	جریان آزاد	
a	هوا	
D	قطر لوله	
dew	نقطه شبنم	
f	فیلم	
H	هیدرولیکی	
mix	مخلوط	
ρ	دانشسته	
σ	خطای معیار میانگین	
ν	ویسکوزیته جنبشی	
α	زیر نویس	
β	بالا نویس	
γ	نرخ	
δ	شار	
ϵ	متوسط	

۱- مقدمه

(D/W) را روی انتقال در یک کانال مستطیلی در محدوده $10^4 < Re_D < 10^5$ و $0 < D/W < 0.22$ بررسی کردند. آکیلپاوا [۶] همچنین انتقال گرما از یک لوله افقی در یک کانال مستطیلی برای آب و اتیلن گلیکول در محدود $10^4 < Re_D < 10^5$ ، $0.1 / 80 < D/W < 0.8$ و $Pr < 80$ اندازه‌گیری کرد. بدین ترتیب او با استفاده از نتایج قبلی رابطه‌ای برای محاسبه انتقال گرمای متوسط در محدوده‌های $0.1 < D/W < 0.6$ ، $D/W > 0.6$ ، $10^4 < Re_D < 2 \times 10^5$ و $0.7 < Pr < 80$ پیشنهاد کرد. جیم باتیس

انتقال گرما از یک دسته لوله در آرایشهای هم ردیف و یا جابه‌جا شده موضوعی است که سالیان متمادی مورد توجه محققان بوده است [۱-۴]. انتقال گرمای یک ردیف قائم از لوله‌های افقی در سیستمهای گرمایی به‌خصوص مبدلهای گرمایی کاربرد وسیعی دارد. این لوله‌ها می‌توانند توسط دیوار قائم از یک طرف یا دو طرف محصور شوند. آکیلپاوا و همکارانش [۵] تاثیر نسبت قطر لوله به عرض کانال

ناسلت برای هر یک از لوله ها افزایش می یابد این افزایش بین $2/3$ تا $6/91$ درصد است. در حالی که به ازای $Re_w=50$ و 3 و $L/D=2$ و یا به ازای $Re_w=200$ و 500 و $L/D=6$ با افزایش D/W از $0/33$ به $0/5$ مقدار ناسلت کاهش یافته است. نتایج کاندو همچنین نشان می دهد که به ازای $L/D=2$ و 3 برای یک مقدار خاص D/W لوله چهارم بیشترین انتقال گرما را داراست و افزایش عدد ناسلت لوله چهارم نسبت به سوم و لوله سوم نسبت به دوم کمتر از 4 درصد است. در حالی که به ازاء $L/D=6$ انتقال گرما از لوله سوم کمتر از لوله دوم است و کاهش عدد ناسلت لوله سوم نسبت به دوم کمتر از $6/2$ درصد است.

کاندو و حاجی شیخ [۱۳] با استفاده از روش تجربی ضریب انتقال گرما و افت فشار یک ردیف هشت لوله ای را برای جریان کاملاً توسعه یافته در محدود $2800 < Re_w < 220$ و نسبت $D/W = 0/5$ و $3 < L/D < 6$ بررسی کردند. جنس لوله ها از مس و قطر خارجی آنها $12/7\text{mm}$ انتخاب شده جریان کاملاً توسعه یافته در یک کانال با سطح مقطع مستطیلی به ابعاد $0/149\text{m}^2 \times 0/254$ و طول $1/83$ متر ایجاد شد. برای اندازه گیری ضریب انتقال گرما، ناحیه آزمایش به هشت مدول مبدل گرمایی تقسیم شده و عدد ناسلت متوسط هر لوله از موازنه انرژی مدول مربوطه به دست آمد. در این تحقیق دمای لوله ها و صفحات یکسان و بخار آب در داخل لوله ها جریان داشت. کاندو نشان داد که ضریب انتقال گرمای مدول مبدل گرمایی لوله دوم نسبت به اول و یا لوله سوم نسبت به دوم افزایش می یابد و این افزایش تا مدول چهارم ادامه دارد و پس از آن ثابت باقی می ماند. مقدار این افزایش برای رینولدزهای مختلف بین $0/38$ تا $15/38$ درصد است. آنها علت این افزایش را که در آن L/D از 6 به 3 کاهش می یابد ناشی از افزایش چرخش سیال در ناحیه گردابه ذکر کردند. در این تحقیق فاصله بین دو صفحه به عنوان مشخصه طول در اعداد رینولدز و ناسلت به کار رفته است.

چاکرابورتی و همکارانش [۱۴] تاثیر دیوارهای یک کانال بر

[۷] برای محاسبه سرعت مرجع داخل کانال تابعی را که با سرعت جریان آزاد و عکس جذر D/W وابسته است پیشنهاد کرد. او با استفاده از این تابع انتقال گرمای متوسط و موضعی یک لوله داخل کانال را با دقت خوبی محاسبه کرد. پرکینز و لپرت [۸] برای محاسبه انتقال گرما از یک لوله واقع در یک کانال از آب و اتیلن گلیکول در محدود $10^5 < Re_D < 2 \times 10^3$ و $0/21$ و $0/15$ و $D/W = 0/21$ استفاده کردند. در این تحقیق عدد رینولدز به صورت $Re_e = Re_{\infty} / (1 - \pi D/4W)$ که در آن $Re_{\infty} = U_{\infty} D / \nu$ تعریف شده است. زوکاسکاس و همکارانش [۹] اثر D/W را روی ضریب انتقال گرما در یک جریان عرضی بحرانی و فوق بحرانی ($Re > 10^5$) در محدود $0/7 < D/W < 0/28$ و $10^6 < Re_D < 4 \times 10^4$ بررسی کردند. زوکاسکاس نشان داد در صورتی که محاسبه عدد رینولدز براساس سرعت جریان آزاد باشد بایستی تاثیر D/W در نظر گرفته شود. سرعت پیشنهادی زوکاسکاس تابعی از سرعت جریان آزاد و مجذور D/W است. زوکاسکاس [۱۰] همچنین انتقال گرما از دو لوله را که در راستای جریان در یک کانال با نسبت $D/W = 0/3$ قرار داده شده بود، بررسی کرد. در این مطالعه $10^6 < Re_D < 1/22 \times 10^6$ و $4/5 \times 10^4 < L/D < 9$ و $3 < L/D < 9$ است. سیال مورد استفاده آب و قطر لوله ها 30 میلیمتر است. او نشان داد که انتقال گرما از لوله دوم بیشتر از لوله اول است. این مقدار تابعی از L/D و عدد رینولدز است. به طوری که برای $Re_D = 7/69 \times 10^6$ و 9 و 3 و $L/D = 3$ عدد ناسلت لوله دوم نسبت به لوله اول به ترتیب $6/7$ ، $29/01$ و $42/51$ درصد افزایش داشته است.

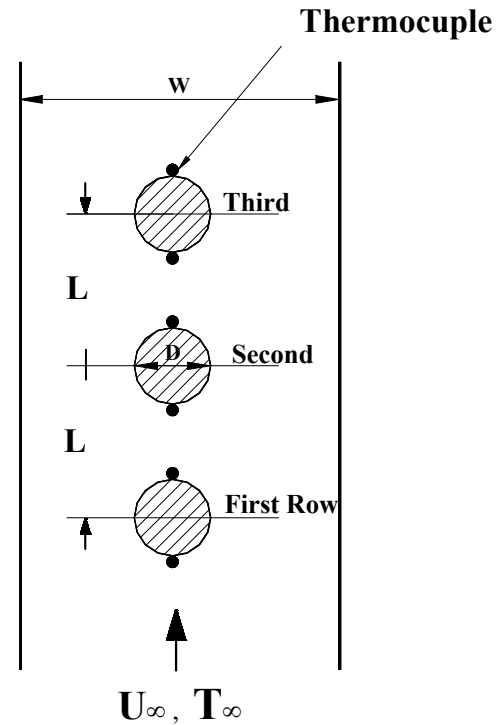
کاندو و حاجی شیخ [۱۱ و ۱۲] با استفاده از روش عددی ضریب انتقال گرما و افت فشار یک ردیف چهار لوله ای بین دو صفحه موازی را در یک جریان عرضی دو بعدی کاملاً توسعه یافته و آرام برای $Re_w < 500$ ، $0/66 < D/W < 0/33$ و $2 < L/D < 6$ بررسی کردند. ضریب انتقال گرمای هریک از لوله ها تحت شرایطی که دمای لوله و صفحه یکسان و یا متفاوت باشند محاسبه شد. آنها نشان دادند که با افزایش نسبت D/W مقدار

گرما از یک سطح و تاکنون مورد توجه محققان [۱۶-۲۸] قرار گرفته است. مزیت استفاده این روش نسبت به روشهای دیگر اندازه‌گیری انتقال گرما، یکنواخت بودن تقریبی دمای سطح جسم و همچنین دو بعدی بودن فرایند انتقال جرم در بخش انتهایی دسته لوله‌هاست. این روش به سادگی قابلیت اندازه‌گیری انتقال جرم از شکلهای پیچیده را داراست و نیاز به تجهیزات پیچیده ندارد.

۲- دستگاه آزمایش

دستگاه اندازه‌گیری مطابق شکل (۱) است [۲۷]. لوله‌ها به صورت یک ردیف قائم از سه لوله‌ای افقی پشت سر هم در یک کانال چهار گوش نصب شده است. قطر لوله‌ها ۱۱ mm، فاصله مرکز آنها از یکدیگر ۴۰ mm و $0.055 < D/W < 0.22$ است. برای تشکیل فیلم مایع روی سطوح لوله‌ها و یکنواخت شدن ضخامت فیلم از یک پوشش پارچه‌ای پرزدار به منظور جذب آب و مرطوب نگهداشتن سطح لوله‌ها استفاده شده است.

سرعت جریان هوا در داخل کانال در محدوده $U_{\infty} < 8 \text{ m/s}$ قابل تغییر است. برای یکنواخت شدن سرعت هوای ورودی به کانال از شبکه‌های لانه زنبوری شکل که در نواحی مختلف کانال جریان نصب شده استفاده شده است. برای اندازه‌گیری توزیع سرعت و همچنین سرعت متوسط جریان هوا داخل کانال، ابتدا سطح مقطع کانال توسط سیمهای نازکی شبکه‌بندی شده است. سرعت هوا در وسط هر یک از شبکه‌ها به کمک هات وایر اندازه‌گیری شده و سپس سرعت متوسط بدست آمده است. هات وایر مورد استفاده مدل 405-V1 و ساخت کارخانه تستو است. دقت این وسیله در محدوده سرعت $U_{\infty} < 2 \text{ m/s}$ و $U_{\infty} > 2 \text{ m/s}$ به ترتیب $\pm 0.1 \text{ m/s}$ و $\pm 0.3 \text{ m/s}$ است. شکل (۲) توزیع سرعت آزاد را در عرض کانال برای سرعتهای متوسط در کانال با قطر هیدرولیکی ۲۱۴ mm نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است توزیع سرعت در سرعتهای کمتر از 4 m/s تقریباً یکنواخت و برای سرعت بالاتر به علت

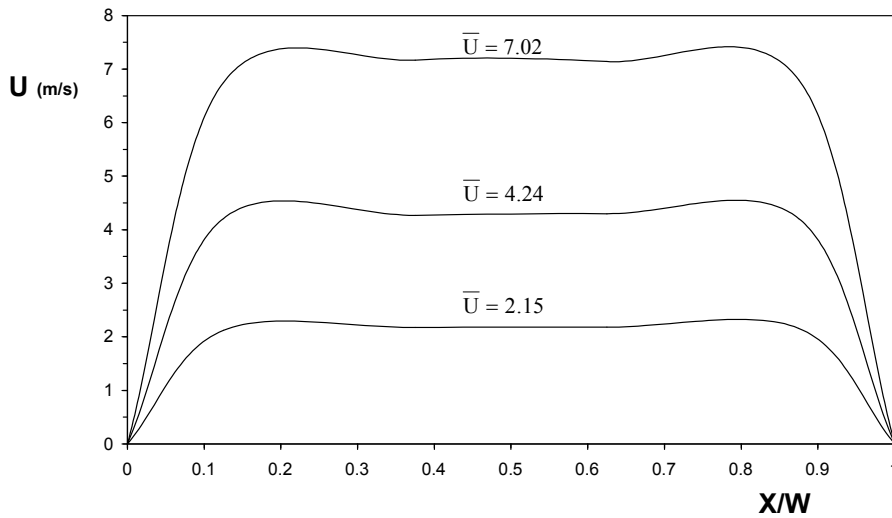


شکل ۱- نحوه استقرار لوله‌ها و ترموکوپلها در کانال جریان هوا

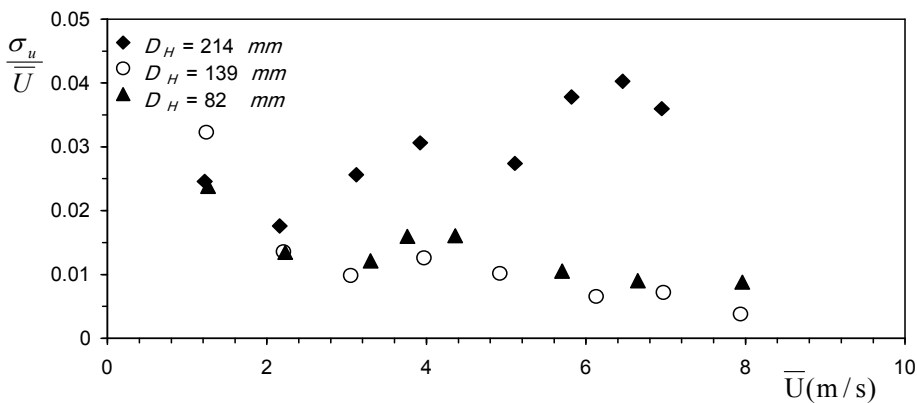
جریان عرضی یک سیال نیوتنی تراکم ناپذیر و پایدار را در اطراف یک استوانه واقع در داخل یک کانال را به روش عددی بررسی کردند. در این مطالعه $200 < Re_D < 10^4$ و $0.1 < D/W < 0.75$ است. نتایج آنها نشان می‌دهد که به ازای D/W ثابت، افزایش رینولدز و یا به ازای رینولدز ثابت کاهش D/W باعث کاهش ضریب درگ می‌شود.

در مطالعه حاضر ضریب انتقال گرما یک ردیف لوله داخل یک کانال مستطیلی (شکل ۱) توسط روش رطوبت سنجی و به کمک تشابه بین مکانیزمهای انتقال گرما و جرم اندازه‌گیری شده است. محدوده اندازه‌گیری در فواصل $6000 < Re_D < 5000$ و $0.22 < D/W < 0.055$ قرار دارند و جریان داخل کانال کاملاً توسعه یافته نیست. محدود این کمیتها در تحقیقات مربوط به کاندو و زوکاسکاس به ترتیب در فواصل $700 < Re_D < 10^6$ و $0.33 < D/W < 0.66$ و $10^4 < Re_D < 10^6$ ، همچنین جریان سیال در مطالعه کاندو کاملاً توسعه یافته بوده است.

رطوبت سنجی توسط بدینگ فیلد [۱۵] برای محاسبه انتقال



شکل ۲- توزیع سرعت عرضی جریان هوای آزاد داخل کانال با قطر هیدرولیکی ۲۱۴ میلیمتر ($D/W = 0.05$)



شکل ۳- معیار میانگین سرعت متوسط جریان هوا در کانال با درجه اطمینان ۹۵ درصد

نصب شده، استفاده شده است، شکل (۱) و مقدار آن توسط یک ترمومتر دیجیتالی مدل Tm-916 که دارای دقت $1^\circ\text{C} \pm 1\%$ است قرائت و ثبت می‌شود. برای اندازه‌گیری نرخ تبخیر فیلم آب از روی سطح لوله‌ها از بورت شیردار و قابل کنترل به حجم ۰/۱ لیتر و با دقت ۰/۲ میلی‌لیتر استفاده می‌شود. رطوبت نسبی هوا و دماهای خشک و نقطه شبنم توسط یک پراپ ساخت کارخانه تستو مدل 605-H1 که به ترتیب دارای دقت $\pm 3\% \text{RH}$ و $\pm 0.5^\circ\text{C}$ است، اندازه‌گیری می‌شود. فشار هوا نیز توسط یک بارومتر ساخت کارخانه OTA با دقت $\pm 1 \text{ mbar}$ اندازه‌گیری می‌شود. برای دقت بیشتر نتایج، هر آزمایش سه بار تکرار شده است.

جریانهای ثانویه ناشی از تغییر جهت جریان به اندازه ۹۰ درجه یکنواختی پروفیل کمتر می‌شود. لازم به ذکر است با کاهش قطر هیدرولیکی کانال سرعت هوا یکنواخت‌تر می‌شود. خطای نسبی سرعت میانگین با درجه اطمینان ۹۵ درصد برای سه کانال با قطرهای هیدرولیکی ۸۲ و ۱۳۹ و ۲۱۴ میلیمتر در شکل (۳) مشخص شده است. همان‌طور که مشخص است این مقدار کمتر از ۰/۰۴ است و با کاهش قطر هیدرولیکی کانال کمتر می‌شود.

برای اندازه‌گیری دمای سطح لوله‌ها از دو ترموکوپل سیمی نوع K مدل TP-01 که در نقاط سکون پایین و بالای سطح لوله

۳- روش اندازه‌گیری

$$\Delta(\overline{Nu}) = \overline{Nu} \left[\frac{\Delta(\dot{m}''')}{\dot{m}'''} + \frac{\Delta(T_w)}{P(T_w) - P(T_{dew})} \right. \\ \times \left. \frac{dP(T_w)}{dT_w} + \frac{\Delta(T_{dew})}{P(T_w) - P(T_{dew})} \times \frac{dP(T_{dew})}{dT_{dew}} \right] + \\ \left(\frac{1}{3Pr} \times \frac{dPr}{dT_f} + \frac{1}{3Sc} \times \frac{dSc}{dT_f} + \frac{1}{Pa} \right. \\ \left. + \left[\frac{dPa}{dT_f} + \frac{1}{\rho_a} \times \frac{d\rho_a}{dT_f} + \frac{1}{D_{AB}} \times \frac{dD_{AB}}{dT_f} \right] \right) \\ \Delta T_f + \frac{\Delta D}{D} \quad (3)$$

سپس با تعیین کمیت‌های $\Delta(T_w)$ ، $\Delta(T_{dew})$ ، $\Delta(T_f)$ ، $\Delta(\dot{m}''')$ و $\Delta(D)$ که به ترتیب معرف خطاهای ناشی از اندازه‌گیری دماهای سطح، نقطه شبنم، فیلم و همچنین خطای ناشی از نرخ تبخیر فیلم مایع و قطر لوله است خطای عدد ناسلت محاسبه خواهد شد.

۵- نتایج و بحث

انتقال گرما از یک ردیف قائم سه لوله‌ای واقع در یک کانال در محدود $500 < Re_D < 6000$ و $0.055 < D/W < 0.22$ و $0.0125 = Gr/Re^2$ به ازای کمترین مقدار عدد رینولدز خیلی کوچک است لذا تاثیر جابه‌جایی آزاد نسبت به جابه‌جایی اجباری بسیار ناچیز است به طوری که از آن می‌توان صرف‌نظر کرد [۳۰]. همچنین اثر تبخیر فیلم و تشعشع بر ضریب انتقال گرما در محدود خطای آزمایش است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد [۲۸].

برای اطمینان از نتایج آزمایش، مقادیر عدد ناسلت متوسط یک‌لوله منفرد در جریان آزاد و همچنین در یک کانال با نتایج رابطه پیشنهادی زوکاسکاس [۲]، آکیلباو [۶]، کاندو [۱۲] و چرچیل [۳۱] در شکل‌های (۴)، (۵) و (۶) مقایسه شده است

اختلاف بین نتایج مطالعه حاضر با کار زوکاسکاس و چرچیل برای یک لوله در جریان آزاد در شکل (۴) به ترتیب کمتر از ۱۵ و ۱۴ درصد است. شکل (۵) نتایج آکیلباو و تحقیق حاضر برای

به منظور حذف انتقال گرما از دو سر لوله‌ها و دو بعدی شدن انتقال گرما از روش رطوبت‌سنجی استفاده شده است. به علت کوچک بودن اختلاف دما بین سطح لوله و سطوح اطراف تبخیر فیلم مایع فقط در اثر انتقال گرمای جابه‌جایی است. با اندازه‌گیری نرخ تبخیر فیلم مایع و استفاده از تشابه بین مکانیزم‌های انتقال گرما و جرم ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی محاسبه شده است. ابتدا نرخ جریان آب از بورت‌های مدرج که به سطح لوله‌ها انتقال می‌یابد، اندازه‌گیری می‌شود. آب از سوراخ‌های تعبیه شده روی سطح لوله به بیرون جریان می‌یابد و فیلم نازکی روی سطح پارچه شکل می‌گیرد. با عبور جریان هوا در اطراف لوله‌ها فرایند تبخیر انجام می‌شود و وارد جریان هوا می‌شود. پس از گذشت ۱ تا ۲ ساعت برای رسیدن به حالت پایدار میزان تبخیر فیلم آب و دمای سطح هر لوله اندازه‌گیری می‌شود. با استفاده از تشابه بین مکانیزم‌های انتقال گرما و جرم [۲۹] عدد ناسلت متوسط از معادله زیر محاسبه می‌شود.

$$\overline{Nu} = \overline{Sh} \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{0.33} = C Re^m Pr^{0.33} \quad (1)$$

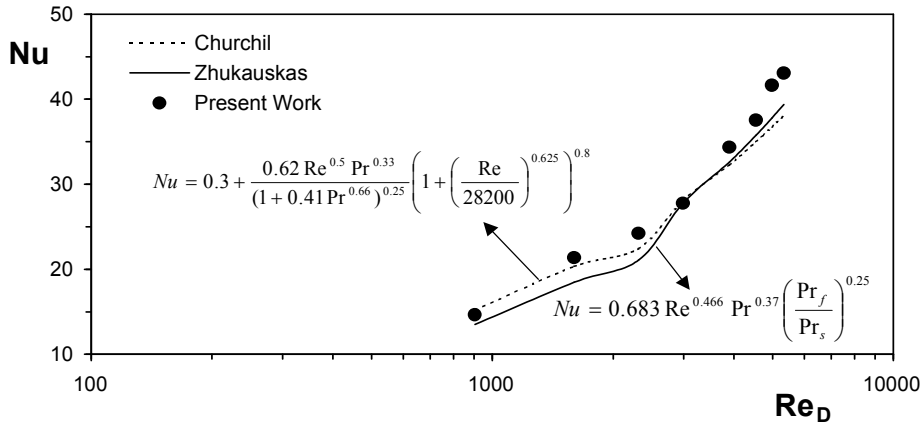
که در آن \overline{Sh} عدد شروود متوسط و از معادله زیر بدست می‌آید.

$$\overline{Sh} = \frac{M_a P_a D}{M_w a \rho_a D_{AB}} \times \frac{\dot{m}'''}{(P(T_w) - P(T_{dew}))} \quad (2)$$

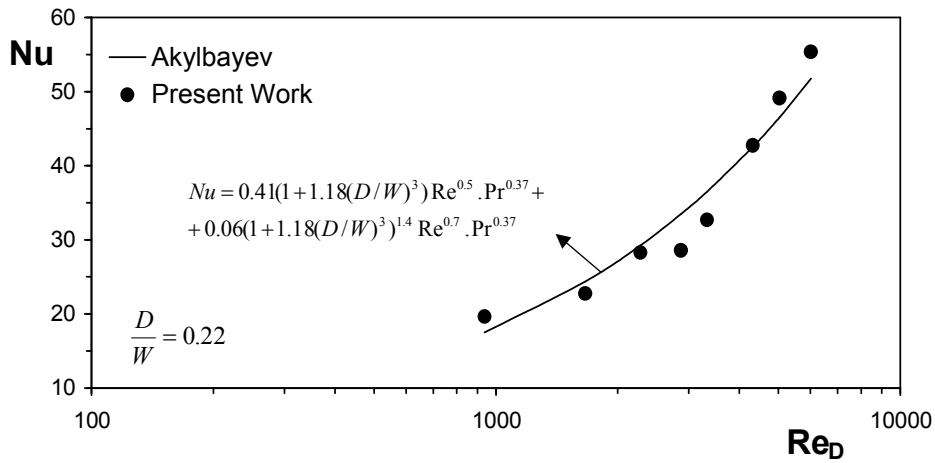
در این معادله $P(T_w)$ ، $P(T_{dew})$ و \dot{m}''' به ترتیب فشار اشباع بخار آب در دماهای سطح و نقطه شبنم و نرخ تبخیر آب بر واحد سطح است.

۴- محاسبه خطا

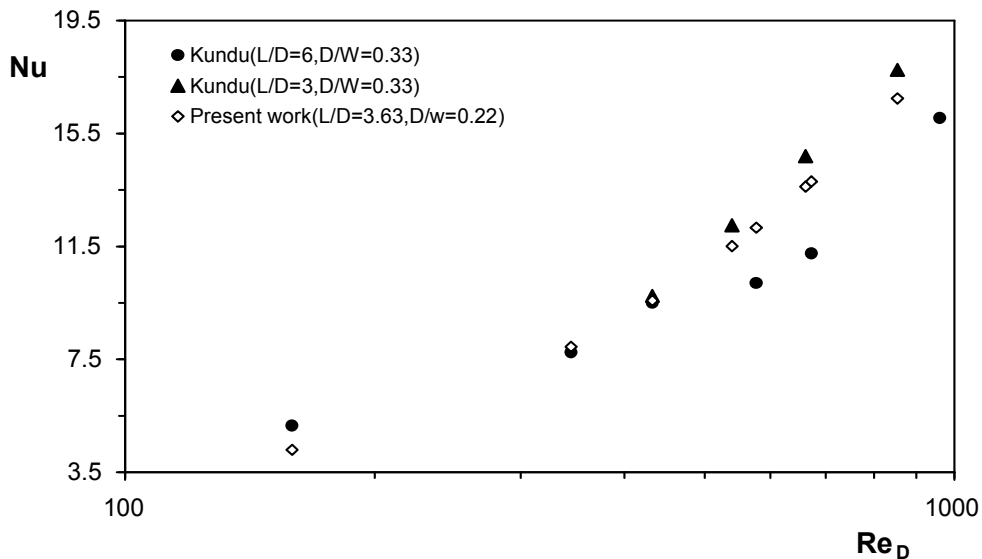
همان‌طور که مشخص است دقت محاسبه عدد ناسلت از معادله (۱) بستگی به دقت اندازه‌گیری وسایل اندازه‌گیری از قبیل ترموکوپل، بورت، زمان‌سنج و کولیس دارد. برای تخمین این خطا از معادله (۱) مشتق گرفته می‌شود.



شکل ۴- تغییرات عدد ناسلت یک لوله منفرد در جریان آزاد



شکل ۵- تغییرات عدد ناسلت یک لوله داخل کانال



شکل ۶- مقایسه بین عدد ناسلت مطالعه حاضر با نتایج کاندو برای لوله سوم

می‌شود که با افزایش رینولدز این نسبت‌ها در حال افزایش است و در رینولدز ۲۸۷۰ که در محدود جریان زیر بحرانی است نسبت ناسلت ردیف دوم به اول بیشتر از نسبت ناسلت ردیف سوم به اول می‌شود. علت آن را می‌توان مربوط به تاثیر بیشتر گردابه‌های ایجاد شده از لوله اول در مقایسه با لوله دوم دانست. همچنین در رینولدز کمتر از ۱۰۰۰ ناسلت لوله اول از دو لوله دیگر بیشتر است. دلیل آن آرام بودن تقریبی جریان و تاثیر کم گردابه‌های ایجاد شده از لوله اول و دوم است.

شکل (۹) تاثیر D/W بر ناسلت لوله ردیف اول را نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است با افزایش D/W از ۰/۰۵۵ به ۰/۲۲ عدد ناسلت به طور متوسط حدود ۱۴ درصد افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش مربوط به افزایش سرعت هوا در خارج از لایه مرزی اطراف لوله‌هاست. عدد ناسلت در لوله‌های ردیف دوم و سوم نیز همانند لوله ردیف اول با افزایش D/W افزایش می‌یابد، این مقدار به ترتیب حدود ۲۴ و ۲۵ درصد است. لازم به ذکر است افزایش ناسلت مربوط به لوله‌های ردیف‌های دوم و سوم علاوه بر D/W متأثر از ناحیه چرخش سیال ایجاد شده از لوله‌های ردیف اول و دوم است.

لازم به ذکر است اختلاف نتایج تحقیق حاضر با زوکاسکاس، آکیل‌باو و چرچیل و همچنین میزان افزایش ناسلت هر یک از لوله‌ها در اثر افزایش نسبت D/W و نحوه قرار گرفتن در دسته لوله تقریباً در محدود خطای اندازه‌گیری که حدوداً بین ۱۵ تا ۲۷ درصد است، قرار گرفته است. بنابراین اختلاف‌های ذکر شده ممکن ناشی از خطای اندازه‌گیری باشد.

۶- نتیجه‌گیری

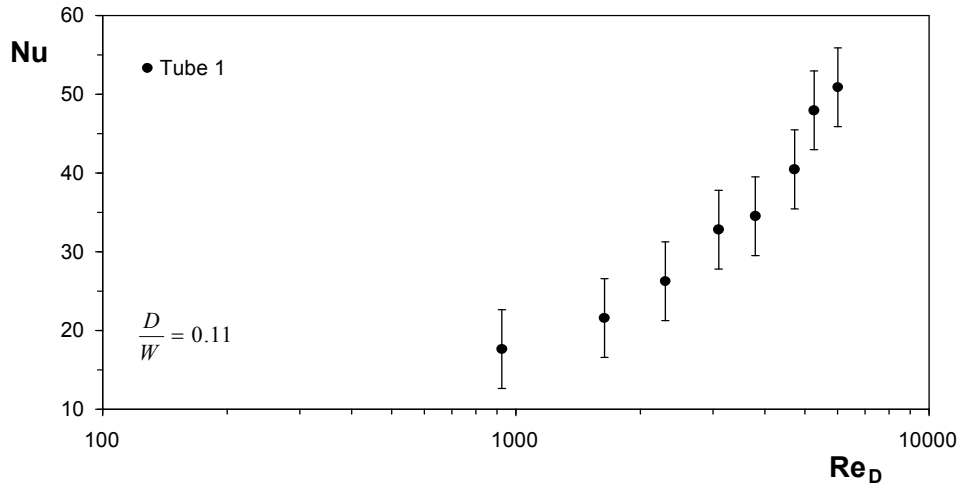
در این مطالعه، انتقال گرمای متوسط یک ردیف قائم سه لوله‌ای در داخل کانال مستطیلی و در یک جریان عرضی که کاملاً توسعه یافته نیست، به طور تجربی و با استفاده از روش رطوبت سنجی بررسی شده است. نتایج تحقیق حاضر نشان می‌دهد با افزایش D/W مقدار ناسلت هر یک از لوله‌ها افزایش می‌یابد. این افزایش برای محدود D/W از ۰/۰۵۵ به ۰/۲۲ برای

یک لوله در یک کانال را نشان می‌دهد. همان طور که از شکل مشخص است تطابق خوبی بین دو رابطه وجود دارد و اختلاف بین آنها کمتر از ۱۰ درصد است. لازم بذکر است که چون توان نسبت D/W در رابطه پیشنهادی آکیل‌باو ۳ است لذا در نسبت‌های D/W کوچک مقدار ناسلت مستقل از آن هستند. با توجه به مطالب ذکر شده اختلاف مطالعه حاضر با نتایج دیگران کمتر از ۱۵ درصد است.

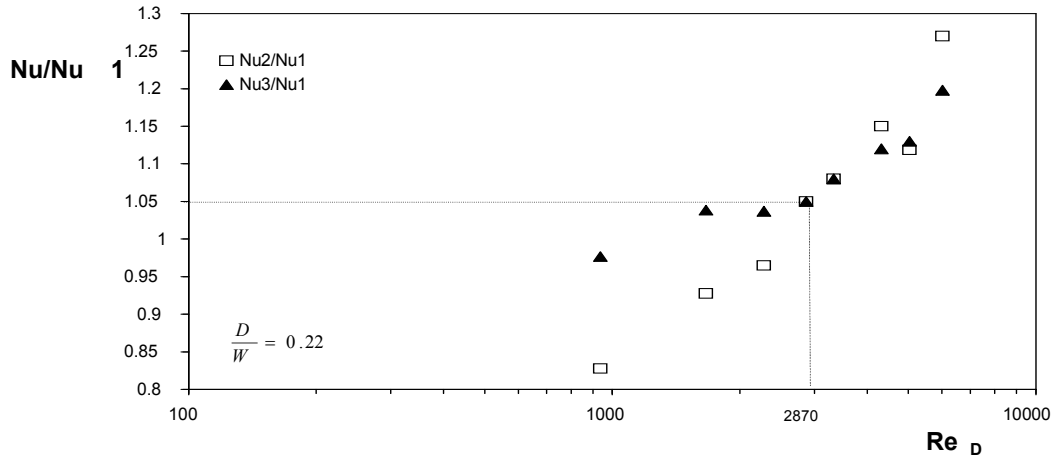
در شکل (۶) مقایسه عدد ناسلت برونیایی شده مطالعه حاضر و نتایج کاندو برای لوله سوم نشان داد شده است. همان طور که مشخص است مقادیر به ازاء $L/D=6$ حدود ۱۲ تا ۲۲ درصد بیشتر و به ازاء $L/D=3$ حدود ۵ تا ۸ درصد کمتر است. صرف‌نظر از تفاوت بین شرایط آنها داده این اختلاف را می‌توان مربوط به خصوصیت دسته لوله‌های خطی دانست. با توجه به اینکه در دسته لوله‌های خطی معمولاً L/D کمتر موجب افزایش انتقال گرماست بنابراین انتقال گرما از دسته لوله با $L/D=3.63$ بایستی از $L/D=3$ کمتر و از $L/D=6$ بیشتر باشد. بنابراین قرار گرفتن مقادیر دو حالت کاندو قابل توجیه است. لازم به ذکر است با توجه به اینکه نتایج کاندو برحسب فاصله بین دو صفحه است برای مقایسه در شکل (۶) نتایج فوق برحسب قطر لوله تغییر یافته است.

شکل (۷) خطای اندازه‌گیری عدد ناسلت لوله اول را نشان می‌دهد. ملا حظه می‌شود که با افزایش عدد رینولدز خطای فوق کاهش یافته است و از حدود ۲۷ درصد به ازای $Re=900$ به حدود ۱۵ درصد در $Re=6000$ رسیده است. علت آن افزایش جرم تبخیر و کاهش دمای سطح است. خطای اندازه‌گیری ناسلت لوله‌های دوم و سوم نیز بین ۱۵ تا ۲۷ درصد است. همچنین تراکم خطا در آزمایشات فوق در محدود ۱۷ تا ۲۳ درصد است. با توجه به مقدار خطای اندازه‌گیری و همچنین اختلاف مطالعه حاضر با نتایج زوکاسکاس، آکیل‌باو، چرچیل و کاندو نتایج حاصل قابل قبول است.

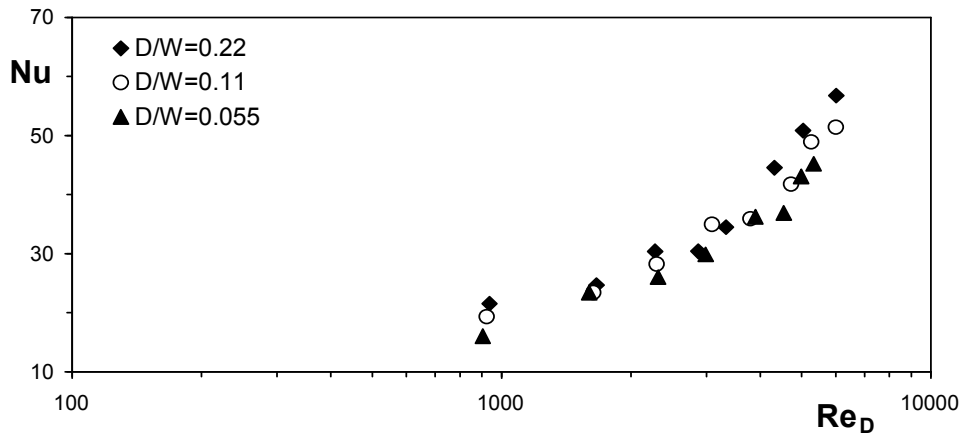
شکل (۸) نسبت عدد ناسلت لوله‌های ردیف دوم و سوم را نسبت به لوله اول برای $D/W=0.22$ نشان می‌دهد. ملاحظه



شکل ۷- تغییرات خطای اندازه‌گیری عدد ناسلت لوله اول



شکل ۸- نسبت عدد ناسلت لوله‌های ردیف دوم و سوم نسبت به لوله



شکل ۹- تغییرات عدد ناسلت لوله اول برای $\frac{D}{W}$ مختلف

مطالعه حاضر با نتایج محققان دیگر نشان می‌دهد که میزان اختلاف بین عدد ناسلت در حد خطای آزمایش است.

لوله‌های ردیف اول، دوم و سوم به ترتیب حدود ۱۴، ۲۴ و ۲۵ درصد است. همچنین نسبت ناسلت لوله ردیف دوم به اول به مراتب بیشتر از لوله ردیف سوم به اول است. مقایسه نتایج

مراجع

1. Kostic, Z.G., and Oka, S.N., "Fluid Flow and Heat Transfer with two Cylinders in Cross Flow," *J.Heat Mass Transfer*, Vol.15, pp.279-299, 1972.
2. Zhukauskas, A., *Heat Transfer From Tubes in Cross Flow*, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, Academic Press, New York, pp. 92-160, 1972.
3. Aiba, S., and Yamazaki, Y., "An Experimental Investigation of Heat Transfer Around a Tube in a Bank," *J.Heat Transfer* 98, pp.503-508, 1976.
4. Oyakawa, K., and Mabuchi, I., "Heat Transfer in Parallel Plate Duct With Circular Cylinders Inserted in Staggered Arrangement," *Bulletin of JSME*, Vol. 26, No. 214, 1983.
5. Akyilbaev, Z. S., Isataev, S. I., Krashtalev, P. A., and N. V., "The Effect of Channel Blockage on the Local Heat Transfer Coefficient of a Uniformly Heated Cylinder," *In Problemy Teploenergetyki i prikladnoi Teplofiziki*, Vol. 3, pp. 179-198, 1966.
6. Akyilbaev, Z. S., Isataev, S. I., Masleeva, N. V., and Polzik, V.V., "Heat Transfer of a Cylinder and a Sphere in a Channel for High Blockage Factors," *In Teplo-i Massoperenos*, Vol. 1, pp. 320-329, 1968.
7. Gimbutis, G. I., and Sapola, V. I., "Concerning Heat Transfer from a Cylinder to Cross Flow of Air," *Mechanics. Kaunas*, pp. 226-227, 1972.
8. Perkins, H., and Leppert, G., "Local Heat Transfer Coefficients on a Uniformly Heated Cylinder," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, No. 2, pp. 143-158, 1964.
9. Zhukauskas, A. Zdanavicius, G. B., and Survila, V. J., "The Effects of Free Stream Turbulence of Air on the Local Heat Transfer of a Circular Cylinder in the Critical Flow Regime," *lietuvos TSR Mokslu Akademijos Darbai*, Ser. B 4(89), pp 119-129, 1975.
10. Zhukauskas, A. Ziugzda, J. Bagdonaite, E., and Hewitt, G.F., *Heat Transfer of a Cross Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1985.
11. D.Kundu, A., and Haji-Sheikh., "Heat Transfer Predictions in Cross Flow Over Cylinders Between two Parallel Plates," *Numerical Heat Transfer*, Part A, Vol. 19, pp. 345-360, 1991.
12. D.Kundu, A., and Haji-Sheikh., "Heat Transfer Predictions in Cross Flow Over Cylinders Between two Parallel Plates," *Numerical Heat Transfer*, Part B, Vol. 19, pp. 361-377, 1991.
13. Kundu D., A., and Haji-Sheikh., "Heat Transfer in Cross flow Over Cylinders Between Two Parallel Plates," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 114, pp 558-564, 1992.
14. J.Chakraborty. Nishith Verma, R.P.Chhabra, "Wall Effects in Flow Past a Circular Cylinder in Aplane Channel: a Numerical Study," *Chemical Engineering and Processing*, pp.1-9, 2004.
15. Bedingfield, C.H. J.R. T.B.Drew, "Analogy Between Heat Transfer and Mass Transfer, A Psychrometric Study," *Industrial and Engineering Chemistry*, pp.1164-1173, 1950.
16. Kondjoyan, A. and Daudin, J.D. "Determination of Transfer Coefficients by Psychrometry," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol 36, No 7, pp 1807-1818, 1993.
17. Kondjoyan A. and Daudin, J.D. "Heat and Mass Transfer Coefficients at the Surface of Elliptical Cylinders Placed in a Turbulent Air Flow," *Journal of Food Engineering*, 20, pp. 339-367, 1993.
18. Kondjoyan A. and Daudin, J.D. "Effects of Free Stream Turbulence Intensity on Heat and Mass Transfer at the Surface of a Circular Cylinder and an Elliptical Cylinder, Axis Ratio 4," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.38, No. 10, pp.1735-1749, 1995.
19. Kondjoyan A. and Daudin, J.D. "Heat and Mass Transfer Coefficients at the Surface of a Pork Hindquarter," *Journal of Food Engineering*, 32, pp 225-240, 1997.
20. Kondjoyan A. and Boisson, H.C. "Comparison of Calculated and Experimental Heat Transfer Coefficients at the Surface of Circular Cylinders Placed in a Turbulent Cross-Flow of Air," *Journal of Food Engineering*, 34, pp 123-143, 1997.
21. Ghisalberti L. and Kondjoyan, A. "Convective Heat Transfer Coefficients Between Air Flow and a Short Cylinder. Effect of Air Velocity and Turbulence. Effect of Body Shape, Dimensions and Position in the Flow," *Journal of Food Engineering*, 42, pp 33-44, 1999.
22. Dyban, E.P. Epick E.Ya. and L.G.Kozlova, "Combined Influence of Turbulence Intensity and Longitudinal Scale and Air Flow Acceleration on Heat Transfer of Circular Cylinder," *5 th Heat Transfer Conf.*, F.C.8.4, pp.310-314 Tokyo, 1974.

23. Ssu-Hsueh Sun, and Thomas R.Marrero, "Experimental Study of Simultaneous Heat and Moisture Transfer Around Single Short Porous Cylinders During Convection Drying by a Psychrometry Method," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.39, No. 17, pp.3559-3565, 1996.
24. Trujillo, F.J. Lovatt, S.J. Harris, M.B. Willix J. and Q.T.Pham, "CFD Modeling the Heat and Mass Transfer Process During the Evaporation of Water from a Circular Cylinder," *Third International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO*, Melbourne, Australia, pp99-104, 10-12 December, 2003.
25. Trujillo, F.J. Pham, Q.T. "CFD Modeling of Heat and Moisture on a Two Dimensional model of a Beef leg," *International Congress of Refrigeration*, Washington, D.C. , 2003.
۲۶. نوری، ع. لواسانی، آ.م "تبخیر فیلم مایع از یک دسته لوله در جریان عرضی، چهارمین کنفرانس هوا فضای ایران، دانشگاه صنعتی امیر کبیر، صفحه ۴۹۷، بهمن ۱۳۸۱.
۲۷. نوری، ع. لواسانی، آ.م "انتقال گرما یک ردیف قائم از لوله های افقی توسط رطوبت سنجی،" یازدهمین کنفرانس مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، صفحه ۴۵۷، اردیبهشت ۱۳۸۲.
۲۸. نوری، ع. لواسانی، آ.م "اثر تشعشع روی تبخیر فیلم مایع در جریان عرضی در اطراف یک استوانه،" دوازدهمین کنفرانس مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، صفحه ۱۰۸، اردیبهشت ۱۳۸۳.
29. Chilton, T.H., and Colburn, A.P., *Ind.Eng.che*, Vol. 26,pp 1187, 1934.
30. Krishne Gowda Y.T. and Aswatha P.A. "Narayana, Mixed Convection Heat Transfer Past In-Line Cylinders in a Vertical Duct," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol 31,pp.551-562,1997.
31. Churchill, S. and Brnstein, M. , *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 300, 1977.