



Measurement of subcooled flow boiling heat transfer coefficient in vertical annulus tube

M. Yarahmadi, M. M. Shahmardan, M. Nazari* , A. Asgharzadeh

Faculty of Mechanical Engineering , Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran

ABSTRACT: The boiling heat transfer, especially the subcooled flow boiling, is one of the cooling systems being used in industries due to their high heat transfer coefficient. The subcooled flow boiling happens when the bulk flow temperature and the interface temperature are lower and higher, respectively than the saturated temperature corresponding to the flow pressure. In the current study, an experimental apparatus was constructed, and subcooled flow boiling in an annulus tube was investigated. The annulus tube is in the vertical direction, and the internal and external diameters are 50.7 and 70.6 mm. The operating pressure was 1 atm, and the working fluid was water. In this investigation, heat flux, mass flow rate and the inlet subcooling effectiveness on heat transfer coefficient are considered. The experiments were performed in the mass flow rate range of 0.012 kg/s to 0.0286 kg/s in which the flow consists of both forced convection and flow boiling. The results show that the heat transfer coefficient is highly dependent on heat flux in a direct relationship. The mass flow reduction causes heat transfer coefficient increments to 30% in subcooled boiling regions. The use of porous media also increases the subcooled flow boiling heat transfer coefficient up to 30%. The validation of empirical results has also been done with valid previous reports.

Review History:

Received: Jun. 05, 2020
Revised: Oct. 18, 2020
Accepted: Oct. 25, 2020
Available Online: Nov. 18, 2020

Keywords:

Heat transfer
Subcooled flow boiling
Experimental study
Vertical tube

1. INTRODUCTION

Boiling in vertical channels under natural or forced conditions has been a critical subject of interest. Boiling heat transfer is a key phenomenon in thermal control of most energy conversion systems and heat exchangers. Benefiting from boiling heat transfer, these systems are cooled. This field has been widely applied to the design of boilers, refrigeration apparatus, nuclear reactors, evaporators, and much other major equipment in power plants and electronic and chemical industries that depend on fluid mechanics and heat transfer procedures occurring in flow boiling. The flow boiling includes saturated flow boiling and subcooled flow boiling. Subcooled flow boiling occurs when the bulk liquid temperature is lower and the wall temperature is higher than the saturation temperature of the fluid corresponds to flow's pressure [1]. It has been empirically proved that subcooled flow boiling outperforms saturated flow boiling in terms of heat transfer efficiency and Critical Heat Flux (CHF) performance [2, 3].

Hence, we concentrate on the subcooled flow boiling of water in the annulus tube at low mass fluxes.

2. EXPERIMENTAL SETUP

The present study has experimentally investigated the porous effect on subcooled flow boiling in a vertical annulus tube by providing an open-loop experimental setup. Hence,

*Corresponding author's email: mnazari@shahroodut.ac.i

the test device comprised an ionized water tank, a preheater, test section, and measurement and control apparatus. Fig. 1(a, b) shows the schematic design and general view of the test device.

3. TEST SECTION

Fig. 2 depicts the test section and locations of sensors. The test section consists of a vertical annulus tube where its inner tube is heat-resistant and has an outer diameter of 50.7 mm, thickness of 1 mm, and length of 1.5 mm.

4. CALCULATIONS

The local heat transfer coefficient (h) is obtained by the following relation.

$$Q_w = \frac{VI}{\pi D_o L} \quad (1)$$

where, z represents the axial distance to the test section inlet, \dot{q} denotes the heat flux applied to fluid, $T_{w,o}$ is the temperature of the tube outer surface which is found by:

$$T_{w,o} = T_{w,i} - \frac{qD_i}{2K} \left[\ln \frac{D_o}{D_i} \right] \quad (2)$$



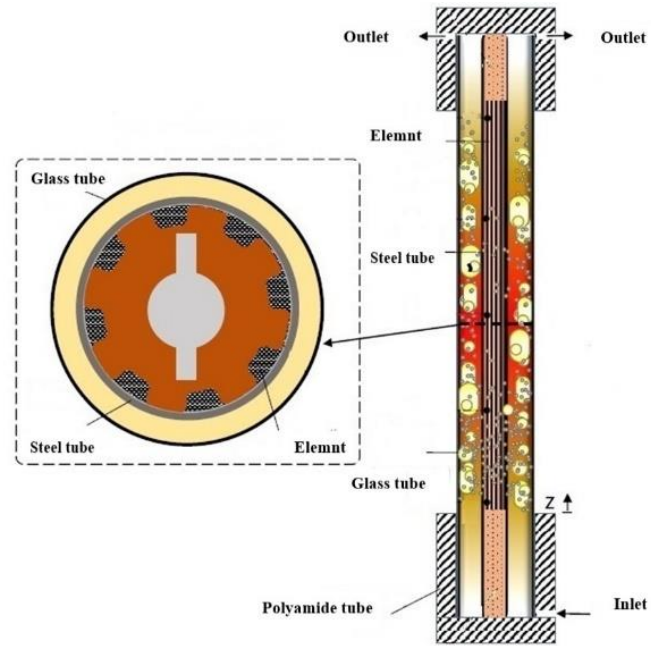
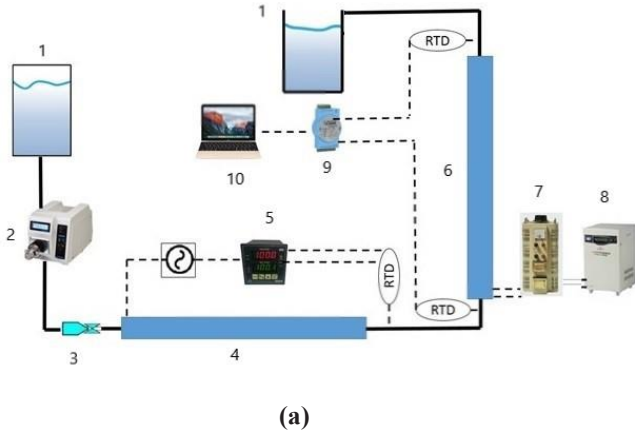


Fig. 1. a) Schematic design and b) general view of the test device

Here, T_b is fluid bulk temperature and obtained by the following equation:

$$T_b = T_{in} - \frac{\dot{q}\pi D_o}{\dot{m}C_p} z \quad (3)$$

T_{in} is the temperature of inlet fluid.

The heat flux received from the fluid is calculated by:

$$\dot{q} = \frac{\dot{m}C_p}{\pi D_o L} (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

Fig. 2. Schematic design of test section

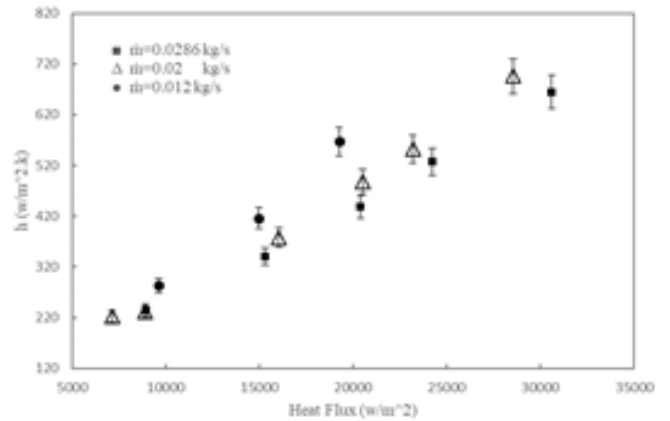
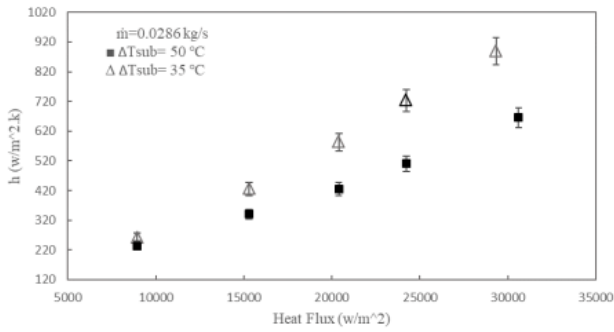


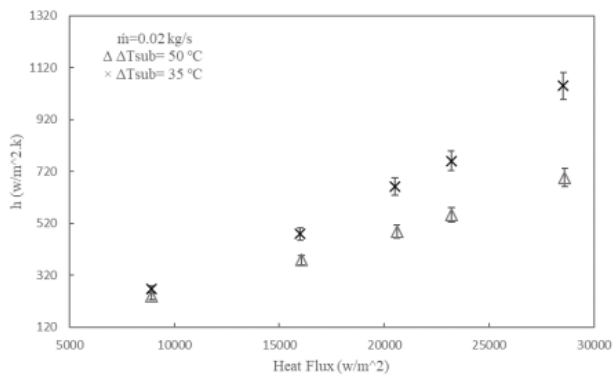
Fig. 3. Variations of heat transfer coefficient at the mass flow rate of 0.02 and 0.0286 kg/s under various heat fluxes in the vertical annulus tube at fixed axial positions of $z = 45$ cm

5. RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 3 shows the variation of the heat transfer coefficient on different mass flow rates in the vertical annulus tube at fixed axial positions of $z = 45$ cm and inlet subcooling of 50°C . As can be observed the heat transfer coefficient is a function of mass flow rate for a certain amount of heat flux. In the subcooled boiling heat transfer zone, the wall temperature increased very slightly and stays almost constant. Hence, if mass flow rate reduces in this zone, the fluid bulk temperature is increased while wall temperature remains constant. So, the heat transfer coefficient will be increased accordingly.



(a)



(b)

Fig. 4. The effect of inlet subcooling on the heat transfer coefficient at the mass flow rates of a) 0.0286 kg/s and b) 0.02 kg/s in the vertical annulus tube at fixed axial positions of $z = 45$ cm

Fig. 4 presents the effects of inlet subcooling on the heat transfer coefficient at mass flow rates of 0.02 and 0.0286 kg/s in the vertical annulus tube at fixed axial positions of $z = 45$ cm. The obtained results indicate that the decreased inlet subcooling leads to increased coefficient of subcooled heat

transfer. Particularly, at higher heat fluxes, the variation of subcooled heat transfer coefficients are evident. In the lower inlet subcooling, by increasing the nucleation site density and generating more bubbles, the intensity of liquid agitation increases and the liquid touch the heating surface easily that leads to higher values of heat transfer coefficient[4]. Figure 8 shows the more influence of inlet subcooling on the heat transfer coefficient in the subcooled flow boiling zone than single-phase convection.

6. CONCLUSIONS

This study experimental investigation the effect of parameters such as heat flux, mass flow rate ranging from 0.012 to 0.0286 kg/s and the inlet subcooling 35 and 50 °C, was assessed on heat transfer coefficient. The obtained results during all of the testing stages, the heat transfer process included forced convection and nucleate boiling mechanisms. The results revealed that increasing the heat flux leads to a higher subcooled flow boiling heat transfer coefficient. The heat transfer coefficient increases by reducing the mass flow rate within the subcooled flow boiling region. The experimental results show that the nickel porous affect the subcooled flow boiling performance. It was found that the use of 10 PPI nickel porous had enhanced the subcooled flow boiling heat transfer coefficient about 30 %.

REFERENCES

- [1] G.J. Collier, J.R. Thome, Convective boiling and condensation, (1994): Clarendon Press.
- [2] J. Lee, I. Mudawar, Critical heat flux for subcooled flow boiling in micro-channel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer, 52(13-14) (2009) 3341-3352.
- [3] G. Wang, P. Cheng, Subcooled flow boiling and microbubble emission boiling phenomena in a partially heated microchannel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52(1-2) (2009) 79-91.
- [4] M.G. Kang, Effects of pool subcooling on boiling heat transfer in a vertical annulus with closed bottom. International journal of heat and mass transfer, 48(2) (2005) 255-263.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Yarahmadi, M.M. Shahmardan, M. Nazari, A. Asgharzadeh, Measurement of subcooled flow boiling heat transfer coefficient in vertical annulus tube, Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 1029-1032.

DOI: [10.22060/mej.2020.18545.6841](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18545.6841)





اندازه‌گیری ضریب انتقال حرارت جریان جوشش مادون‌سرد در فضای بین دو لوله دایروی

مسعود یاراحمدی، محمد محسن شاه‌مردان، محسن نظری*، علیرضا اصغرزاده

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۰۳/۱۶

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۷/۲۷

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۰۴

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۸/۲۸

کلمات کلیدی:

انتقال حرارت

جریان جوشش مادون‌سرد

بستر آزمایشگاهی

لوله عمودی

خلاصه: در مطالعه حاضر با ساخت بستر آزمایشگاهی، به بررسی تجربی انتقال حرارت جریان جوشش مادون‌سرد در بین دو لوله هم‌محور عمودی با قطر داخلی و خارجی بترتیب $50/7$ و $70/6$ میلی‌متر در فشار اتمسفریک و سیال کاری آب پرداخته شده و اثر پارامترهایی مانند شار حرارتی، دبی جرمی، دمای مادون‌سرد ورودی و استفاده از اسفنج متخلخل فلزی بر روی ضریب انتقال حرارت بررسی شده است. نتایج بدست‌آمده از این پژوهش که در محدوده دبی جرمی $0/012 \text{ kg/s}$ تا $0/0286 \text{ kg/s}$ می‌باشد، نشان می‌دهد که انتقال حرارت از دو مکانیسم جابجایی اجباری و جوشش جریانی تشکیل می‌یابد که اثر هر یک از پارامترهای فوق بر روی این دو مکانیسم انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. ضریب انتقال حرارت به شدت تابعی از شار حرارتی اعمال شده می‌باشد. با زیاد شدن شار حرارتی، ضریب انتقال حرارت افزایش یافته و با تغییر دبی جرمی در محدوده ذکر شده (در ناحیه جوشش مادون‌سرد)، تا 30% افزایش می‌یابد. همچنین، استفاده از محیط متخلخل اسفنج فلزی (با تخلخل ۹۵ درصد)، ضریب انتقال حرارت جریان جوشش مادون‌سرد را تا ۳۰ درصد افزایش می‌دهد. اعتبارسنجی نتایج تجربی بدست‌آمده نیز با گزارشات معتبر انجام شده است.

مقدمه

سیال کمتر و دمای سطح تماس بیشتر از دمای اشباع متناظر با فشار سیال باشد [۱]. انتقال حرارت جوشش جریانی مادون‌سرد سیال به علت استفاده وسیع در صنایع مختلف به طور گسترده‌ای مورد مطالعه قرار گرفته است. به طور تجربی تأیید شده است که جوشش جریان مادون‌سرد نسبت به جوشش جریان اشباع، بازده انتقال حرارت بالاتر و عملکرد شار حرارتی بحرانی^۱ بهتری دارد [۲، ۳]. در خصوص اهمیت انتقال حرارت جوشش جریانی و عوامل تاثیرگذار بر آن در این بخش به مروری گذرا بر کارهای محققین در گذشته پرداخته شده است:

نخستین پژوهش‌ها در زمینه‌ی انتقال حرارت جوشش جابجایی، توسط افرادی چون گانگر و وینترتون [۴، ۵]، شاه [۶، ۷] و کاندلیکار [۸، ۹]، با انجام آزمایش‌های گوناگون و به‌دست آوردن تعداد زیادی از داده‌های آزمایشگاهی انجام پذیرفت. هم‌چنین این دانشمندان

موضوع جوشش در کانال‌های عمودی تحت شرایط طبیعی یا اجباری مسئله بسیار مهمی است. در کنترل حرارتی اکثر سیستم‌های تبدیل انرژی و مبدل‌های حرارتی، انتقال حرارت جوشش از جایگاه ویژه‌ای برخوردار می‌باشد. با استفاده از انتقال حرارت جوشش می‌توان به خنک‌کاری این سیستم‌ها پرداخت. طراحی بویلرها، وسایل تبرید، راکتورهای هسته‌ای، خنک‌کاری وسایل الکترونیکی، اواپراتورها و بسیاری از تجهیزات اصلی دیگر در نیروگاه‌ها و صنایع الکترونیکی و شیمیایی وابسته به علم مکانیک سیالات و روندهای انتقال حرارت که در جریان جوشش اتفاق می‌افتد، از کاربردهای این علم است. جوشش جریانی شامل جوشش جریانی اشباع و جوشش جریانی مادون‌سرد است. جوشش جریانی مادون‌سرد زمانی رخ می‌دهد که دمای توده

* نویسنده ارشد مکاتبات: mnazari@shahroodut.ac.ir

1 critical heat flux



از شار حرارتی، شار جرمی و فشار ورودی سیال عامل، آزمایش‌های مختلفی را برای جریان سیال بالارونده در لوله‌ی قائم انجام دادند. مطابق نتایج مشخص شد که در نواحی مادون فشار بحرانی، مکانیزم اصلی انتقال حرارت، الگوی جریان خشک بوده و در نواحی نزدیک به فشارهای بحرانی، مکانیزم اصلی، انحراف از جوشش هسته‌ای می‌باشد. همچنین رابطه‌ای به منظور محاسبه‌ی عدد نوسلت جابجایی اجباری در نواحی فشارهای فوق بحرانی ارائه گردید که می‌تواند ضریب انتقال حرارت را در جریان سیال بالارونده با خطای کمی، پیش‌بینی کند. انور و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۱۴ به مطالعه و بررسی ضریب انتقال حرارت جوشش سیال عامل R-152a در یک ریزکانال قائم پرداختند. آزمایش‌های آنها روی لوله‌ی افقی از فولاد ضد زنگ معطوف بوده و تغییر پارامترهایی از قبیل قطر و طول لوله، دمای اشباع سیال و شار جرمی ورودی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که انتقال حرارت به طور چشمگیری تحت تأثیر شار حرارتی اعمال شده به دیواره قرار داشته و شار حرارتی فوق بحرانی با افزایش دبی جرمی افزایش می‌یابد، ضمن اینکه اثر تغییرات فشار عملکردی سیستم بر شار فوق بحرانی، ناچیز ارزیابی شد. در نهایت نیز نتایج تجربی به‌دست‌آمده با روابط تجربی مشهور در مقیاس‌های میکرو و ماکرو مورد مقایسه و بررسی قرار گرفت. ژئی شن و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۱۴ به مطالعه و بررسی آزمایشگاهی و تحلیلی جریان سیال پایین رونده در یک لوله‌ی قائم برای محدوده‌ی گسترده‌ای از پارامترهای فشار، شار جرمی و شار حرارتی پرداختند. آب به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شد و نمودار توزیع حرارتی در نزدیکی دیواره ترسیم گردید. در ادامه اثر شار حرارتی دیواره روی ضریب انتقال حرارت و درجه حرارت دیواره بررسی شد، روابط تجربی جدیدی ارائه گردید و همچنین ضریب انتقال حرارت در جریان پایین‌رونده با جریان بالارونده مقایسه شد. نتایج عددی آنها نشان داد که در فشارهای مافوق بحرانی ضریب انتقال حرارت روند نزولی دارد. همچنین ماکزیمم دمای دیواره هم زمان با کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی، افزایش می‌یابد. پیغمبرزاده و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۳ ضریب انتقال حرارت جوشش مادون سرد را برای n -هپتان و آب مقطر در شرایط عملیاتی متفاوت به طور آزمایشگاهی مورد اندازه‌گیری و مقایسه قرار دادند. مبدل حرارتی در نظر گرفته شده متشکل از لوله‌های حلقوی عمودی که سطح داخلی آنها توسط گرمکن‌های دایروی به طور یکنواخت

پیشرو با ارائه‌ی روابطی که به کمک آنها بتوان با خطای کم رفتار آزمایشگاهی داده‌های مورد بررسی را تقریب زد، نقش و سهم به‌سزایی در بنیان‌گذاری علم انتقال حرارت جریان دوفازی داشته‌اند. گانگر و وینترتون [۴] در سال ۱۹۸۵ با استفاده از ۴۳۰۰ داده برای سیالاتی نظیر آب، مبردها و اتیلن گلیکول از ۲۸ محقق مختلف، رابطه‌ای تجربی برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جوشش جریانی در لوله‌های افقی و قائم ارائه کردند. نتایج نشان داد که رابطه‌ی تجربی به‌دست‌آمده مطابقت خوبی با داده‌های آزمایشگاهی داشته و انحراف میانگین ضریب انتقال حرارت جوشش جریانی محاسبه‌شده توسط رابطه‌ی آنها با مقادیر آزمایشگاهی اندازه‌گیری شده برابر با ۲۱/۴ درصد برای جوشش جریانی اشباع و ۲۵ درصد برای جوشش جریانی مادون سرد به دست آمد. کالیزو و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۰۷ ضریب انتقال حرارت جوشش جریان مادون سرد را برای مبرد R-134a در یک مجرای استوانه‌ای قائم به طور آزمایشگاهی مورد بررسی و تحلیل قرار دادند. به طور دقیق و کاملاً ریزبینانه، اثر تغییر شار حرارتی دیواره، شار جرمی ورودی، دمای مادون سرد بودن سیال ورودی، فشار سیستم و قطر کانال بر روی انتقال حرارت جوشش مورد بررسی قرار گرفت و نتایج به صورت منحنی‌های جوشش و ضرایب انتقال حرارت بیان شد. مطابق نتایج آنها، افزایش دبی جرمی جریان باعث سریعتر رخ دادن جوشش مادون سرد شده و ضریب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. مشاهده شد که افزایش مادون سرد بودن سیال ورودی، افزایش فشار سیستم و کاهش قطر کانال موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جوشش شده لیکن روابط تجربی کلاسیک قادر به پیش‌بینی روند افزایشی ضریب جابجایی در این شرایط نیست. اوهایب و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۰۶ به بررسی آزمایشگاهی و تحلیلی جریان سیال R-134a در یک لوله‌ی مدور قائم از جنس کوارتز، با انتقال حرارت یکنواخت به سطح آن توسط یک گرمکن پرداختند. پژوهش آنها به الگوهای جریان بخار در کیفیت‌های بالای آن معطوف بوده است. همچنین شار حرارتی متناسب با شار جرمی تغییر داده شد و مشاهده گردید که در شارهای جرمی پایین، نوسان زیادی در موقعیت حرکت سیال وجود داشته و تبخیر، کند صورت می‌گیرد اما در شارهای جرمی بالا، رفتاری عکس آن مشاهده گردید. ژو و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۰۹ برای دستیابی به خصوصیات جریان دوفازی آب-بخار در محدوده‌ی نسبتاً وسیعی

در کار حاضر، به بررسی تجربی انتقال حرارت جریان جوشش مادون سرد آب در بین دو لوله هم‌محور عمودی در دبی‌های جرمی مختلف و در محدوده جریان آرام پرداخته شده و اثر پارامترهایی مانند شار حرارتی، دبی جرمی، دمای مادون سرد ورودی و استفاده از اسفنج متخلخل فلزی بر روی ضریب انتقال حرارت بررسی شده است. اثر ماده متخلخل فلزی بر روی جریان جوشش مادون سرد نیز بررسی شده و با لوله خالی مقایسه شده است. به منظور آشکار سازی جریان جوشش مادون سرد از لوله خارجی شفاف استفاده شده است. همچنین به منظور صحت‌سنجی نتایج آزمایش‌ها، نتایج با رابطه شاه [۲۳] برای جوشش جریانی مادون سرد داخل دو لوله هم‌محور اعتبارسنجی شده است.

بستر آزمایشگاهی

در این تحقیق به صورت تجربی با ساخت بستر آزمایشگاهی با مدار باز اثر پارامترهای شار حرارتی و دبی جرمی بر جوشش جریان مادون سرد در بین دو لوله هم‌محور عمودی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور دستگاه مورد آزمایش شامل: منبع آب یونیزه شده، پمپ، پیش‌گرمکن، بخش آزمون و وسایل لازم برای اندازه‌گیری و کنترل می‌باشد. طرح شماتیک و نمای کلی دستگاه آزمایش در شکل ۱ آمده است.

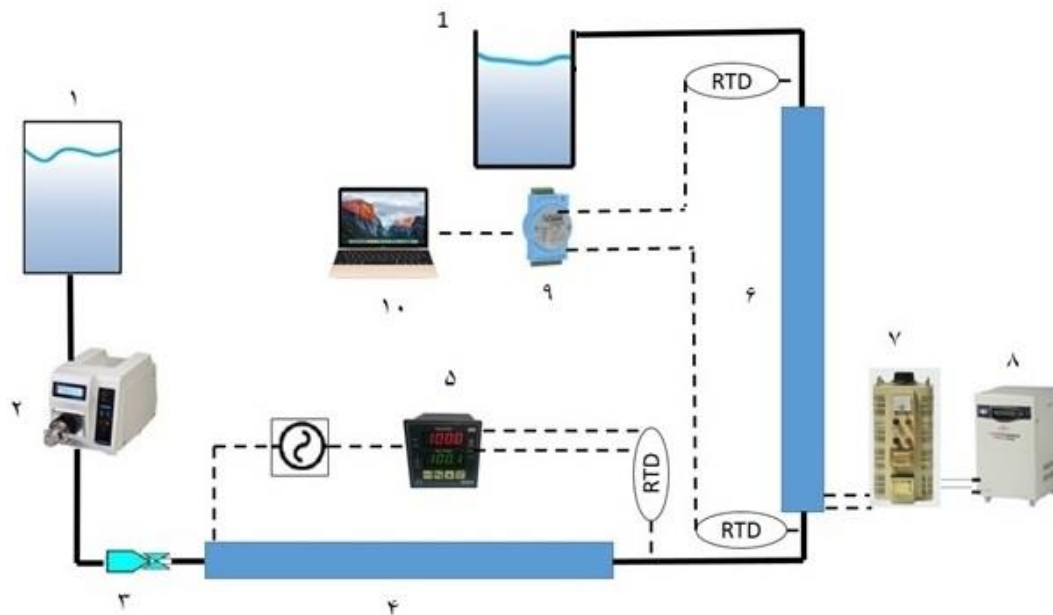
برای رساندن دمای آب به حد مطلوب قبل از ورود به بخش آزمون از پیش‌گرمکن استفاده شده است، به منظور ثابت‌نگه‌داشتن دمای سیال ورودی به قسمت آزمایش و همچنین جلوگیری از تغییر دما برای تکرار آزمایش‌ها -در قسمت ورودی به بخش آزمون- از یک عدد کنترل‌کننده^۱ با مدل امرن e5cc استفاده شده است. در قسمت ورودی و خروجی جریان آب به بخش آزمون از دو عدد حسگر پی‌تی ۱۰۰ به منظور اندازه‌گیری دمای سیال استفاده شده است. حسگر دمای ورودی از نوع مضاعف بوده که قابلیت اتصال همزمان به دستگاه ثبت داده و کنترل‌کننده را دارد.

به منظور اندازه‌گیری فشار سیال در هنگام ورود و خروج از قسمت آزمایش از دو عدد مبدل^۲ فشار ویکا از سری a10 با محدوده کاری ۰ تا ۱۰ بار استفاده شده است. با توجه به محدوده محدودیت دمایی حسگرهای فشار (۰ تا ۸۰ درجه سانتی‌گراد) در قسمت خروجی

حرارت داده می‌شدند. مطابق نتایج معین شد که ضریب انتقال حرارت جوشش مادون سرد، با افزایش شار حرارتی، افزایش نرخ جریان مایع و افزایش درجه‌ی مادون سرد بودن روند صعودی و افزایشی از خود نشان می‌دهد. همچنین اثر شرایط عملیاتی روی تولید حباب و به تبع آن ضریب انتقال حرارت سطحی مورد بحث قرار گرفت و بیان شد که آب در مقایسه با n-هیپتان، سیال خنک‌کن بهتری در جذب حرارت و خنک‌کاری مبدل‌ها می‌باشد. همچنین پیغمبرزاده و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۱۳ به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جوشش مادون سرد مخلوط آب و دی اتیلن گلیکول در بین دو لوله هم‌محور عمودی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که با افزایش سرعت، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. یو و همکارانش [۱۷] به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جوشش مادون سرد ترکیب آب و شکر در بین دو لوله هم‌محور پرداختند. لی و همکاران [۱۸] به صورت تجربی تأثیر لغزش حباب روی دیواره، در جریان مادون سرد آب در یک کانال مستطیل شکل عمودی را مورد بررسی قرار دادند، آنها مشاهده کردند نیروی برا باعث می‌شود که حبابها از سطح جدا نشده و روی دیواره بلغزند. یان و همکاران [۱۹] جوشش جریانی مادون سرد آب در لوله‌های هم‌محور را به صورت تجربی بررسی کردند. آنها نشان دادند که با افزایش شارحرارتی سرعت حباب‌ها افزایش می‌یابد. کاندلیکار و همکاران [۲۰] جوشش جریانی مادون سرد و اشباع را در یک کانال مستطیلی شکل کوچک بررسی کردند. همچنین کاندلیکار و اسپیسمن [۲۱] به بررسی انتقال حرارت جوشش جریانی مادون سرد آب خالص روی یک سطح داغ در چهار زبری پرداختند. کاشی و همکاران [۲۲] به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جوشش در یک لوله عمودی مسی با قطر داخلی ۱۶ میلی‌متر تحت شرایط شار حرارتی ثابت و در فشار اتمسفریک با سیال کاری آب پرداختند. آزمایش‌ها ابتدا در لوله عمودی خالی و سپس در لوله عمودی حاوی اسفنج فلزی انجام شد. آنها تاثیر ماده متخلخل، شار حرارتی و شار جرمی بر پارامترهای انتقال حرارت را بررسی کردند. در نهایت مشخص شد در کیفیت‌های پایین و در محدوده شار جرمی ۳۸ الی ۵۳ کیلوگرم بر مترمربع ثانیه و شار حرارتی ۲۳ الی ۳۶ کیلووات بر مترمربع، اسفنج فلزی توپر باعث بهبود ۱/۵ تا ۱/۸۲ برابری ضریب انتقال حرارت نسبت به لوله خالی می‌شود. همچنین مشخص شد با وجود استفاده از اسفنج فلزی الگوی جریان همچنان لخته‌ای باقی می‌ماند.

1 proportional integral derivative controller

2 Transmitter



شکل ۱. الف) طرح شماتیک دستگاه آزمایش: ۱- مخزن آب، ۲- پمپ، ۳- دبی سنج، ۴- پیش گرم، ۵- کنترل کننده، ۶- بخش آزمون، ۷- تنظیم کننده ولتاژ، ۸- تثبیت کننده ولتاژ، ۹- دستگاه ثبت داده، ۱۰- کامپیوتر جهت نمایش داده

Fig. 1. a) Schematic design of the test device: 1) Tank, 2) Pump, 3) Flow meter, 4) Preheater, 5) PID, 6) Test Section, 7) Auto-transformer, 8) Stabilizer, 9) Data acquisition system, 10) Computer

بخش آزمون

بخش آزمون و موقعیت حس گرها در شکل ۲ نمایش داده شده است. بخش آزمون از دو لوله هم محور عمودی که لوله داخلی از جنس فولادی نسوز با قطر خارجی ۷/۵ میلی متر و ضخامت ۱ میلی متر و طول ۱/۵ متر است. لوله خارجی از سه قطعه تشکیل شده است، در قسمت میانی لوله خارجی به منظور آشکارسازی جریان جوشش از لوله شفاف پیرکس به طول ۶۰ سانتی متر با قطر داخلی ۷۰/۶ میلی متر استفاده شده است. قسمت ورودی بخش آزمون به منظور توسعه یافتگی هیدرودینامیکی جریان سیال (با توجه به قطر هیدرولیکی لوله های هم محور) به طول ۶۰ سانتی متر در نظر گرفته شده است (برای وضوح بیشتر به شکل ۱ ب، تصویر پایین-راست مراجعه شود که طول ورودی در ست آپ تعبیه شده و عایق کاری نیز شده است). قسمت انتهایی بخش آزمون به طول ۳۰ سانتی متر می باشد و برای جلوگیری از اختلاط سیال و تاثیر بر داده های آزمایش در انتهای بخش آزمون در نظر گرفته شده است. جنس لوله خارجی قسمت ورودی و انتهایی بخش آزمون، پلی آمید می باشد و برای جلوگیری از اتلاف حرارتی با محیط، عایق کاری شده است. به منظور

بخش آزمون از یک عدد عنصر خنک کننده^۱ و یکا با مدل ۹۱۰،۲۴ برای کاهش دمای سیال ورودی به مبدل فشار استفاده شده است: که دارای ۵ پره جهت خنک سازی سیال ورودی به حس گر بوده و با استفاده از این قطعه می توان دمای سیال ورودی به مبدل فشار را تا ۲۰۰ درجه سانتی گراد بالا برد. به منظور ثبت داده های دمای حسگرهای پی تی ۱۰۰ سه سیم از یک عدد دستگاه ثبت داده آدام ۶۰۱۵ استفاده شده است که دارای ۷ کانال ایزوله سه سیم می باشد. داده ها توسط این دستگاه روی کامپیوتر ذخیره شده و برای ثبت داده های دریافتی از حس گرهای فشار از یک عدد دستگاه ثبت داده آدام ۴۰۱۸+ استفاده شده است. همچنین از یک عدد پمپ چرخ دنده^۲ از برند لانگر پمپ^۳ مدل WT3000-1FB با سرعت ۳۰۰ تا ۳۰۰۰ دور بر دقیقه که توانایی پمپاژ سیال با دبی ۱۷۱ تا ۱۷۱۴ میلی لیتر بر دقیقه را داراست، به جهت حصول اطمینان از دبی یکنواخت و دقیق در طول انجام آزمایش، استفاده شده است.

- 1 Cooling Element
- 2 Micro-Gear Pump
- 3 Longer Pump

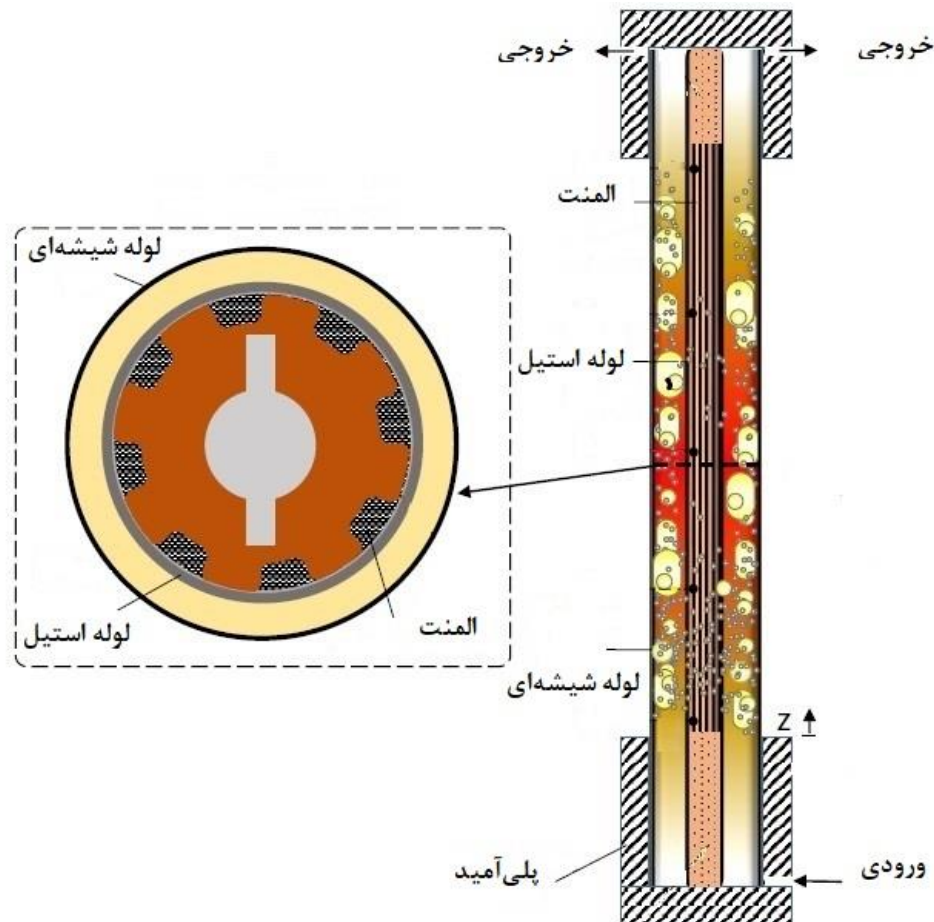


شکل ۱. ب) نمای کلی دستگاه آزمایش، تصویر بالا-چپ: مخازن ذخیره آب و پیش‌گرم، تصویر بالا راست: ست آب جریان جوش، تصویر پایین-چپ: محل قرارگیری دوربین و داده‌بردار، تصویر پایین-راست: کل مجموعه آزمایش

Fig. 1. b) General view of the test device, Top-left image: Water storage tanks and Preheater, Top-right image: Test section, Bottom-left image: Location of camera, Bottom-right image: Test device

ترموکوپل نوع k که با زاویه 120° درجه نسبت به هم قرار گرفته‌اند، اندازه‌گیری می‌شود. مقاطع دما با اعداد ۱-۵ در شکل ۲ مشخص شده‌اند. به منظور ثبت داده‌های دمای ترموکوپل‌های نوع k از ۲ عدد دستگاه ثبت داده آدم ۶۰۱۸ استفاده شده‌است که هر کدام از آنها دارای ۸ کانال می‌باشد. داده‌ها توسط این دستگاه‌ها در طول زمان آزمایش روی کامپیوتر ذخیره شده‌است. ماده متخلخل به‌کاررفته از نوع سلول باز و حفره‌ها بصورت

تامین شار حرارتی یکنواخت و ثابت بخش آزمایش، داخل قسمت میانی لوله فولادی به طول ۶۰ سانتی‌متر المنت کارگذاشته‌شده و فضای بین المنت و سطح داخلی لوله به منظور انتقال شار حرارتی یکنواخت با اکسید منیزیم پر شده‌است. برای اندازه‌گیری دمای سطح داخلی لوله داخلی بخش \dot{q} آزمون از ۱۵ عدد ترموکوپل نوع k با محدوده اندازه‌گیری 100 تا 1100 درجه سانتی‌گراد استفاده شده‌است. دما در ۵ مقطع و در هر مقطع ۳



شکل ۲. طرح شماتیک بخش آزمون

Fig. 2. Schematic design of test section

V و I به ترتیب اختلاف پتانسیل دو سر مقاومت درون لوله و جریان الکتریکی را نشان می دهند. D_o قطر خارجی و L طول گرم شده لوله داخلی است.

محاسبات

ضریب انتقال حرارت جابجایی محلی، h ، از فرمول محاسبه می شود:

$$h(z) = \frac{\dot{q}}{T_{w,o} - T_b} \quad (2)$$

که در آن Z فاصله محوری از ورودی بخش آزمون می باشد، شار حرارتی داده شده به سیال می باشد، $T_{w,o}$ دمای سطح خارجی لوله فولادی می باشد و از فرمول زیر محاسبه می شود:

$$T_{w,o} = T_{w,i} - \frac{qD_i}{2K} \left[\ln \frac{D_o}{D_i} \right] \quad (3)$$

پیوسته به یکدیگر متصل می شوند و دارای قابلیت عبور سیال از میان حفره های خود می باشند. اسفنج فلزی به کاررفته از جنس نیکل با ۱۰ ppi و تخلخل ۹۵٪ با قطر داخلی ۷۰/۶ و ضخامت ۶ میلی متر می باشد. برای کنترل شار حرارتی اعمال شده از یک عدد تنظیم کننده ولتاژ با توانایی کنترل ولتاژ به صورت دستی از ۰ تا ۳۰۰ ولت، به همراه یک عدد تثبیت کننده برای ثابت نگه داشتن ولتاژ ورودی به تنظیم کننده ولتاژ استفاده شده است. جریان خروجی کاملاً سینوسی تنظیم کننده ولتاژ، توان موثر پایداری ایجاد می نماید لذا برای محاسبه توان حرارتی اعمالی می توان به توان موثر آن اطمینان نمود. شار حرارتی اعمال شده طبق فرمول ۱ محاسبه می شود:

$$Q_w = \frac{VI}{\pi D_o L} \quad (1)$$

جدول ۱. مقادیر عدم قطعیت مولفه‌های تاثیرگذار مساله

Table 1. Uncertainty values of key parameters

مقدار عدم قطعیت	مولفه
±۰/۰۱	قطر لوله استیل (mm)
±۱	طول لوله استیل (mm)
±۰/۰۵	قطر لوله شیشه‌ای (mm)
±۰/۱ %	شار جرمی
±۰/۱	دما (°C)
۰/۱ %	ولتاژ
۰/۱ %	آمپر
٪۵	شار حرارتی
٪۷	ضریب انتقال حرارت محلی

$$\frac{\partial \dot{q}}{\dot{q}} = \left[\left(\frac{\partial V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\partial I}{I} \right)^2 + \left(\frac{\partial D_o}{D_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial L}{L} \right)^2 \right] \quad (7)$$

$$\frac{\partial h}{h} = \left[\left(\frac{\partial \dot{q}}{\dot{q}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_w}{T_w - T_b} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_b}{T_w - T_b} \right)^2 \right] \quad (8)$$

مقادیر بیشینه عدم قطعیت مولفه‌های مختلف آزمایش به طور خلاصه در جدول ۱ آورده شده است.

نتایج و بحث

اعتبارسنجی

به منظور صحت‌سنجی آزمایش‌ها، نتایج تجربی برای جوشش جریان‌ی مادون‌سرد در شارهای حرارتی و دبی جرمی مختلف در فضای بین دو لوله هم‌محور با رابطه شاه مقایسه شده است. رابطه شاه [۲۳] برای انتقال حرارت جوشش مادون‌سرد به صورت زیر است:

$$q = h_1(T_w - T_b) + h_1(\varphi_0 - 1)(T_w - T_{SAT}) \quad (9)$$

عبارت $h_1(T_w - T_b)$ در معادله (۹) به انتقال حرارت جابه جایی و عبارت $h_1(\varphi_0 - 1)(T_w - T_{SAT})$ مربوط به انتقال حرارت جوشش هسته‌ای می‌باشد. h_1 ضریب انتقال حرارت حالت تک‌فاز می‌باشد که از معادله سایدر و تیت [۲۴] محاسبه می‌شود. پارامتر φ_0 نیز با توجه

T_b دمای میانگین خروجی آب از فضای حلقوی بین دو لوله در نقطه ای به فاصله Z از ورودی است و از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$T_b = T_{in} - \frac{\dot{q} \pi D_o z}{\dot{m} C_p} \quad (4)$$

T_{in} دمای سیال ورودی به بخش آزمون می‌باشد. شار حرارتی گرفته شده سیال از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{q} = \frac{\dot{m} C_p}{\pi D_o L} (T_{out} - T_{in}) \quad (5)$$

که \dot{m} معرف دبی جرمی و C_p ظرفیت گرمایی ویژه می‌باشد.

آنالیز عدم قطعیت

آنالیز عدم قطعیت روی نتایج آزمایش‌ها انجام شده است. عدم قطعیت یک پارامتر که تابعی از چند متغیر می‌باشد و وابسته به عدم قطعیت آن متغیرها است. عدم قطعیت کلی نتایج اندازه‌گیری شده از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

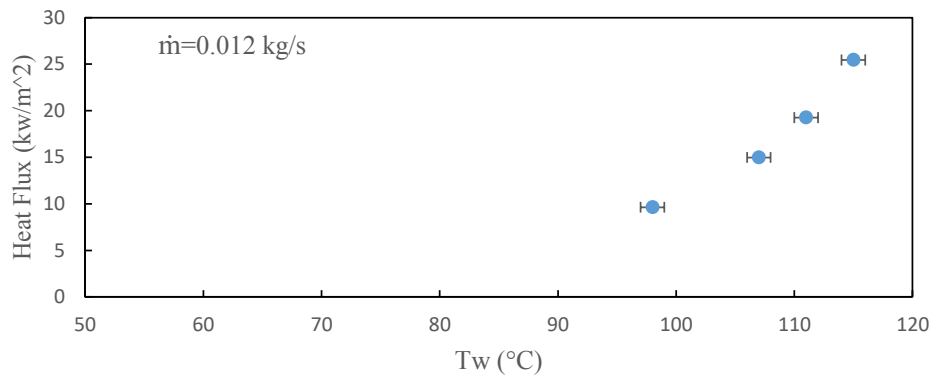
$$u_y^2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (6)$$

طبق تعریف ذکر شده، عدم قطعیت نسبی شار حرارتی و ضریب انتقال حرارت از فرمول‌های زیر محاسبه می‌شوند:

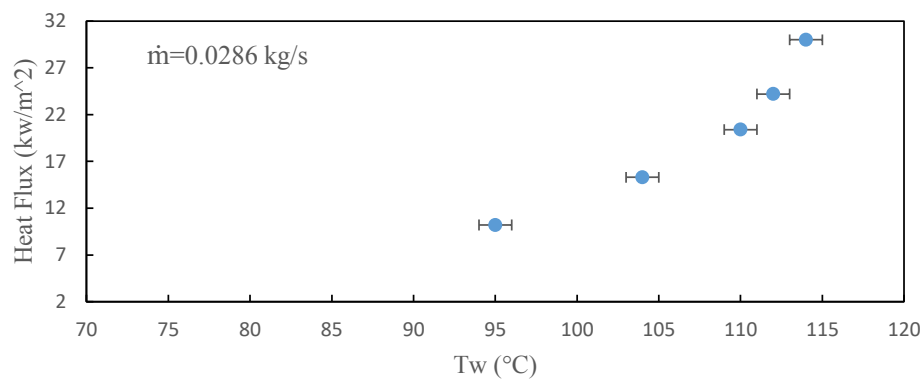
جدول ۲. مقایسه نتایج آزمایش‌ها با معادله شاه برای انتقال حرارت جوشش جریان‌ی مادون‌سرد [۲۳]

Table 2. Comparison of experimental results with Shah's equation for heat transfer subcooled flow boiling [23]

دبی جرمی (kg/s)	عدد رینولدز	شار حرارتی ($\frac{kw}{m^2}$)	درصد خطا (%) [۲۳]
۰/۰۱۲	۳۱۳	۱۴	۱۴٪
۰/۰۲	۴۷۶	۲۸	۲۳٪
۰/۰۲۸۶	۶۶۲	۳۰	۱۷٪



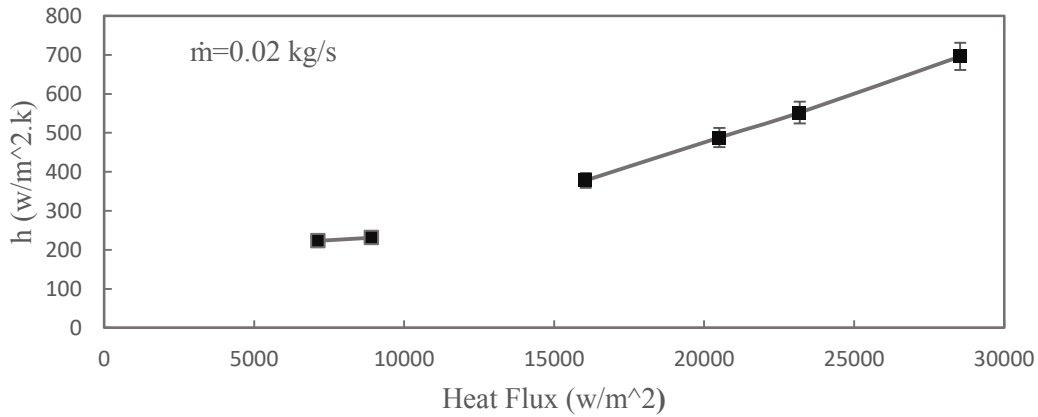
(الف)



(ب)

شکل ۳. منحنی‌های جوشش برای دمای مادون‌سرد ورودی ۵۰°C در بین دو لوله هم‌محور عمودی برای دبی‌های جرمی الف) ۰/۰۱۲ kg/s، ب) ۰/۰۲۸۶ kg/s در مکان محوری ثابت z=۴۵cm

Fig. 3. Boiling curves for in the vertical annulus tube at mass flow rates of a) 0.012 kg/s, b) 0.0286 kg/s at fixed axial positions of z=45cm.



شکل ۴. تغییرات ضریب انتقال حرارت جریان برای دبی جرمی ۰/۰۲ kg/s در مکان محوری ثابت z=۴۵cm را تحت شارهای حرارتی مختلف

Fig. 4. Variations of heat transfer coefficient at the mass flow rate of 0.02 kg/s at fixed axial positions of z=45cm under various heat fluxes

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (14)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (15)$$

که ρ ، μ و u به ترتیب بیانگر چگالی، لزجت و سرعت سیال و همچنین θ لزجت سینماتیکی و α نیز ضریب نفوذ گرمایی می‌باشد. در جدول ۲ نتایج حاصل از داده‌های آزمایش در مقایسه با رابطه شاه در شارهای حرارتی و دبی جرمی مختلف برای ضریب انتقال حرارت جوشش مادون سرد با درصد خطای آن آورده شده است.

جریان جوشش مادون سرد در بین دو لوله هم‌محور عمودی

در شکل ۳ منحنی‌های جوشش، شار حرارتی در برابر دمای دیواره گرم شده را نشان می‌دهد. منحنی‌های جوشش برای دبی‌های جرمی ۰/۰۱۲ kg/s، ۰/۰۲۸۶ kg/s در مکان محوری ثابت z=۴۵cm در دمای مادون سرد ورودی ۵۵°C را نشان می‌دهند. در آغاز با افزایش شار حرارتی تحت شرایط سیال مادون سرد، انتقال حرارت جابجایی اجباری تک‌فاز اتفاق می‌افتد. سپس سیال نزدیک به دیواره لوله داخلی، فوق گرم می‌شود در حالی که جریان در هسته لوله مادون سرد می‌باشد. افزایش بیشتر شار حرارتی باعث افزایش فوق گرم دیواره می‌شود، ΔT_{sat} ، و باعث فعالسازی هسته‌های بخار می‌شود. هنگامی که شار حرارتی بالاتر از نقطه شروع جوشش هسته‌ای^۴ می‌رود، بیشتر

به مقدار عدد جوشش^۱ به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۳]:

$$\phi_0 = 230 BO^{0.5} \quad BO > 0.3 \times 10^{-4} \quad (10)$$

$$\phi_0 = 1 + 46 BO^{0.5} \quad BO < 0.3 \times 10^{-4} \quad (11)$$

در این معادلات عدد جوشش به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$BO = \frac{\dot{q}}{G h_{fg}}, \quad G = \rho u \quad (12)$$

که ϕ_0 شار حرارتی گرفته شده سیال، G شار جرمی و h_{fg} آنتالپی تبخیر می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت تک‌فاز در معادله شاه در جریان آرام از معادله سایدر و تیت [۲۴] محاسبه می‌شود. رابطه سایدر و تیت برای جریان آرام و تک‌فاز به شرح زیر است:

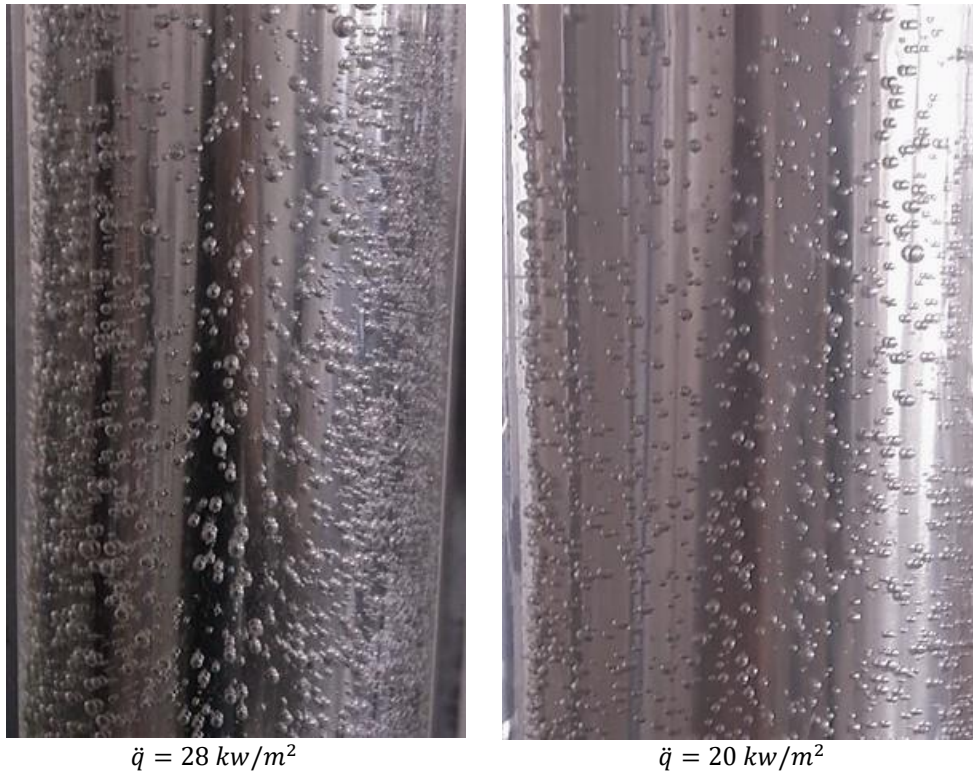
$$NU_1 = 1.87 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right) \quad (13)$$

μ_b و μ_w به ترتیب لزجت سیال در دمای بالک و لزجت سیال در دمای دیواره می‌باشد.

اعداد بدون بعد رینولدز^۲ و پرانتل^۳ نیز به صورت تعریف می‌شوند:

- 1 Boiling number
- 2 Reynolds number
- 3 Prandtl number

4 Onset nucleate boiling



شکل ۵. اثر افزایش شار حرارتی بر رفتار حباب روی سطح در جوشش مادون سرد در دبی جرمی 0.02 kg/s و دمای مادون سرد ورودی 50°C

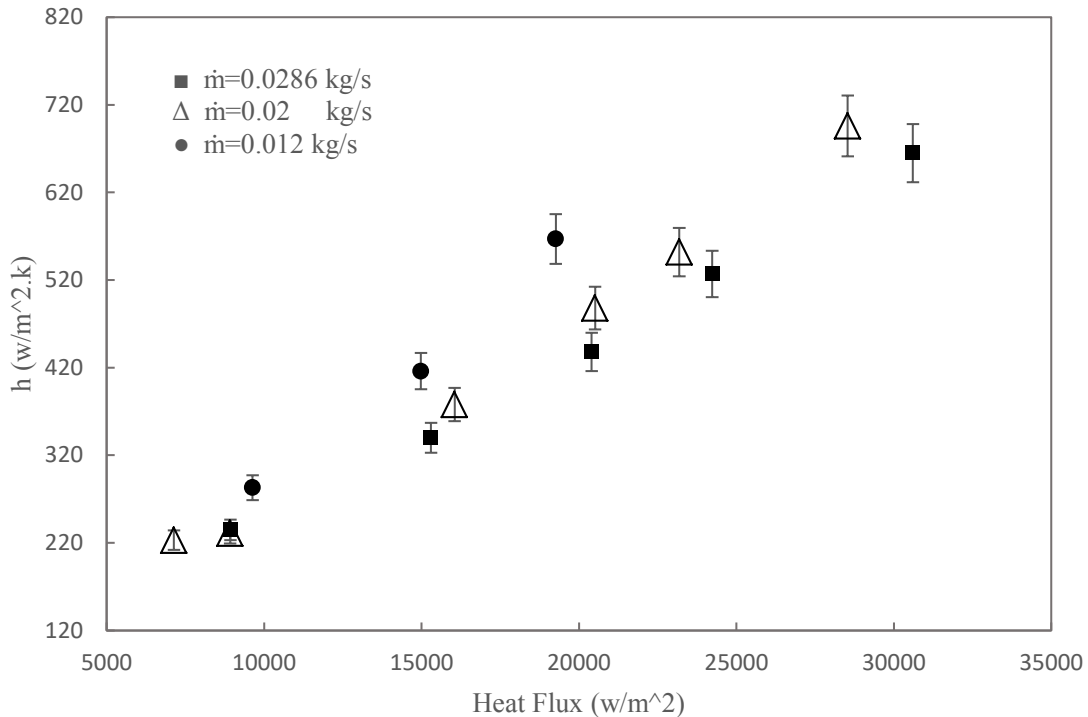
Fig. 5. Effect of heat flux on bubble behavior on the surface at subcooled flow boiling at the mass flow rate of 0.02 kg/s and inlet temperature of 50°C a) for $q=28$ and b) for $q=20$

باعث افزایش انتقال حرارت از سطح گرم شده می شود، همانطور که در شکل ۵ دیده می شود شیب منحنی ضریب انتقال حرارت در نقطه ای که مکانیسم انتقال حرارت تغییر می کند، به شدت افزایش می یابد. اثر شار حرارتی روی ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری کوچک است در حالی که در ناحیه جوشش دارای اثری غیرقابل صرف نظر می باشد. شکل ۵ اثر افزایش شار حرارتی بر میزان تولید حباب روی سطح در جوشش مادون سرد در دبی جرمی 0.02 kg/s نشان می دهد. همانطور که در شکل ۵ دیده می شود با افزایش شار حرارتی تعداد و اندازه حبابها افزایش می یابد.

شکل ۶ وابستگی ضریب انتقال حرارت به دبی جرمی در بین دو لوله هم محور عمودی در مکان محوری ثابت $z=45 \text{ cm}$ در دمای مادون سرد ورودی 50°C را نشان می دهد. با کاهش دبی جرمی در محدوده 0.012 kg/s - 0.0286 kg/s در ناحیه جوشش مادون سرد، ضریب انتقال حرارت تا 30% افزایش می یابد. همانطور که دیده می شود، ضریب انتقال حرارت تابعی از دبی جرمی برای یک مقدار

مکان های بخار فعال می شوند و افزایش کوچکی در دمای دیواره دیده می شود. لازم به ذکر هست در طی آزمایش ها وقوع شروع جوشش هسته ای با مشاهده بصری تشخیص داده شده است.

شکل ۴ تغییرات ضریب انتقال حرارت جریان برای دبی جرمی 0.02 kg/s در مکان محوری ثابت $z=45 \text{ cm}$ را تحت شارهای حرارتی مختلف در دمای مادون سرد ورودی 50°C را نشان می دهد. همانطور که دیده می شود، ضریب انتقال حرارت به شدت تابعی از شار حرارتی می باشد. در واقع با زیاد شدن شار حرارتی، ضریب انتقال حرارت افزایش می یابد. همچنین باید توجه کرد که در شارهای حرارتی پایین تر، انتقال حرارت جابجایی اجباری تک فاز مشاهده می شود و بعد از مقداری افزایش در شار حرارتی، حباب های بسیار کوچک روی سطح انتقال حرارت تولید و به دلیل پایین بودن دمای اطراف بطور ناگهانی محو می شوند. یک نقطه در مکانیسم انتقال حرارت وجود دارد که از جابجایی اجباری به جوشش جریانی تغییر می کند. تعیین دقیق این نقطه با مشاهدات معمولی آسان نیست. به هر حال تولید حبابها



شکل ۶. تغییرات ضریب انتقال حرارت برای دبی‌های جرمی ۰/۰۱۲ kg/s، ۰/۰۲ kg/s، ۰/۰۲۸۶ kg/s تحت شارهای حرارتی مختلف در بین دو لوله هم‌محور عمودی در مکان محوری ثابت z=۴۵cm

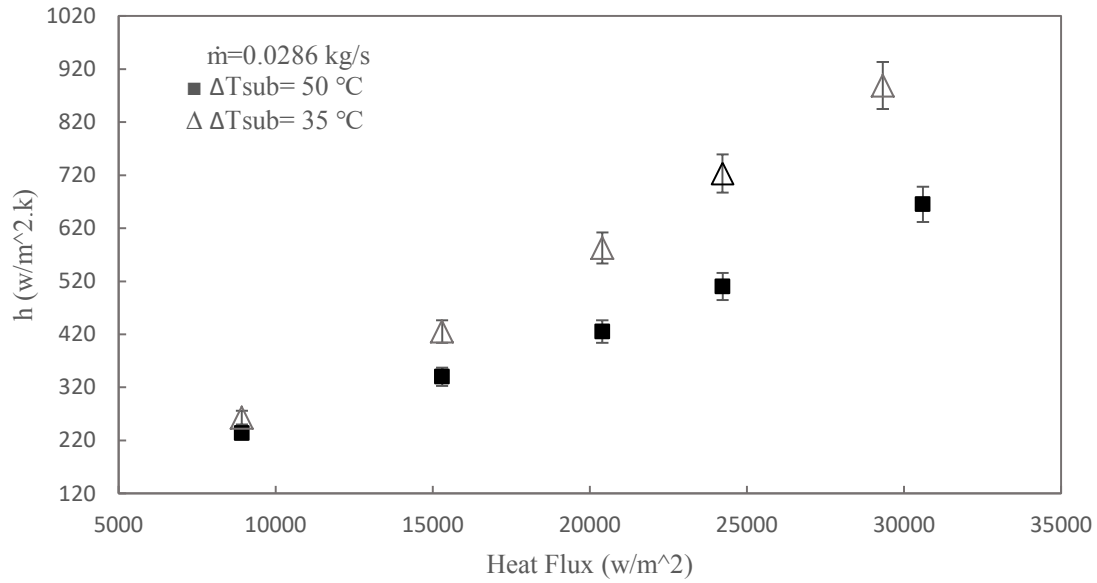
Fig. 6. Variations of heat transfer coefficient at the mass flow rates of 0.012, 0.02 and 0.0286kg/s under various heat fluxes in the vertical annulus tube at fixed axial positions of z=45cm

مادون سرد می‌شود [۲۵]. شکل ۷ تاثیر بیشتر مادون سرد ورودی بر ضریب انتقال حرارت در ناحیه مادون سرد نسبت به ناحیه تک‌فاز را نشان می‌دهد.

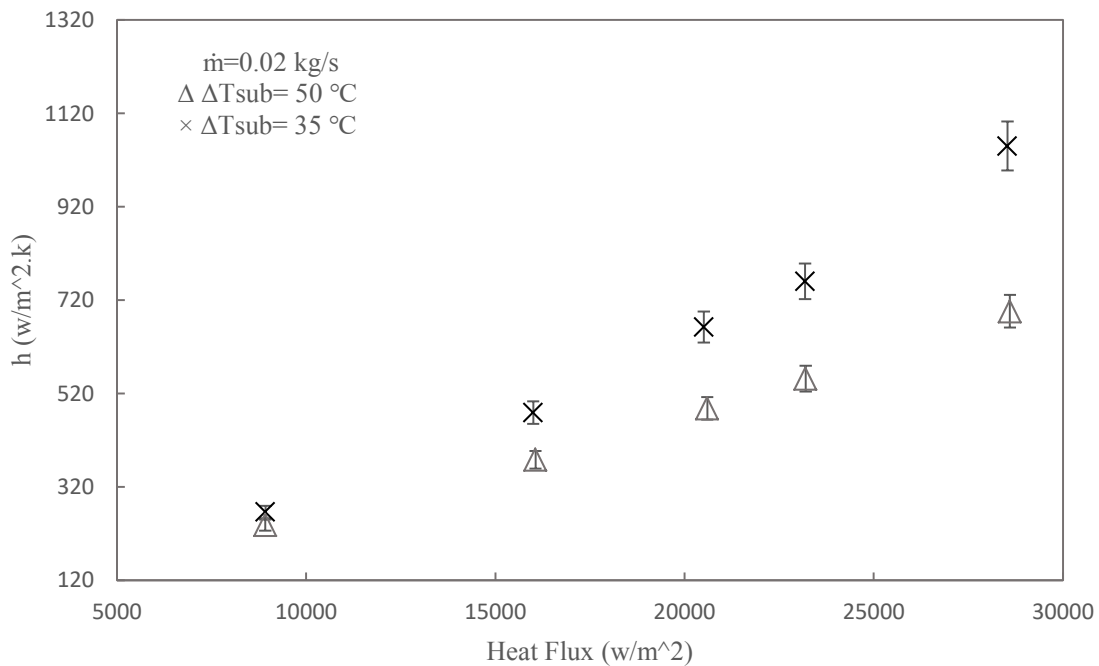
شکل ۸ اثر استفاده از اسفنج فلزی بر ضریب انتقال حرارت جریان جوشش مادون سرد در دبی‌های جرمی ۰/۰۲۸۶ kg/s و ۰/۰۲ kg/s برای $\Delta T_{sat} = 50^\circ C$ نشان می‌دهد. با پیشرفت تکنولوژی محققان همواره به دنبال ایده‌هایی جدید برای بهبود ضریب انتقال حرارت جوششی بوده‌اند، یکی از راه‌های افزایش مکانیسم انتقال حرارت استفاده از اسفنج‌های فلزی با تخلخل بالا در کانال‌هاست، که دارای نسبت مساحت سطح بالا به حجم که باعث افزایش سایت‌های جوشش به منظور ارتقاء انتقال حرارت می‌شود [۲۶]. با قراردادن اسفنج فلزی در در بین دو لوله هم‌محور عمودی تعداد مکان‌های فعال تشکیل بخار افزایش می‌یابد که ناشی از افزایش سطح در معرض سیال می‌باشد. دهانه‌های کوچک بین حفره‌ها به سیال اجازه می‌دهد که همه حفره‌ها را پر کند که به نوبه خود منجر

معین شار حرارتی است. در ناحیه انتقال حرارت جوشش مادون سرد، دمای دیواره تقریباً ثابت می‌ماند و افزایش کمی در دمای دیواره اتفاق می‌افتد. بنابراین، چنانچه دبی جرمی در این ناحیه کاهش یابد، دمای بالک سیال افزایش می‌یابد در حالی که دمای دیواره تقریباً ثابت می‌ماند. بنابراین طبق تعریف ضریب انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

شکل ۷ اثر تغییر مادون سرد ورودی بر ضریب انتقال حرارت در دبی‌های جرمی ۰/۰۲۸۶ kg/s و ۰/۰۲ kg/s در بین دو لوله هم‌محور عمودی در مکان محوری ثابت z=۴۵cm را نشان می‌دهد. همانطور که دیده می‌شود، کاهش مادون سرد ورودی منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت مادون سرد می‌شود. بخصوص، در شارهای حرارتی بالا، تغییرات ضریب انتقال حرارت مادون سرد مشهود است. در مادون سرد ورودی کوچکتر، با افزایش تراکم سایت‌های هسته‌ای و تولید حباب‌های بیشتر، شدت تلاطم مایع بیشتر شده و مایع راحت‌تر به سطح گرمایش می‌رسد که منجر به مقادیر بالاتر ضریب انتقال حرارت



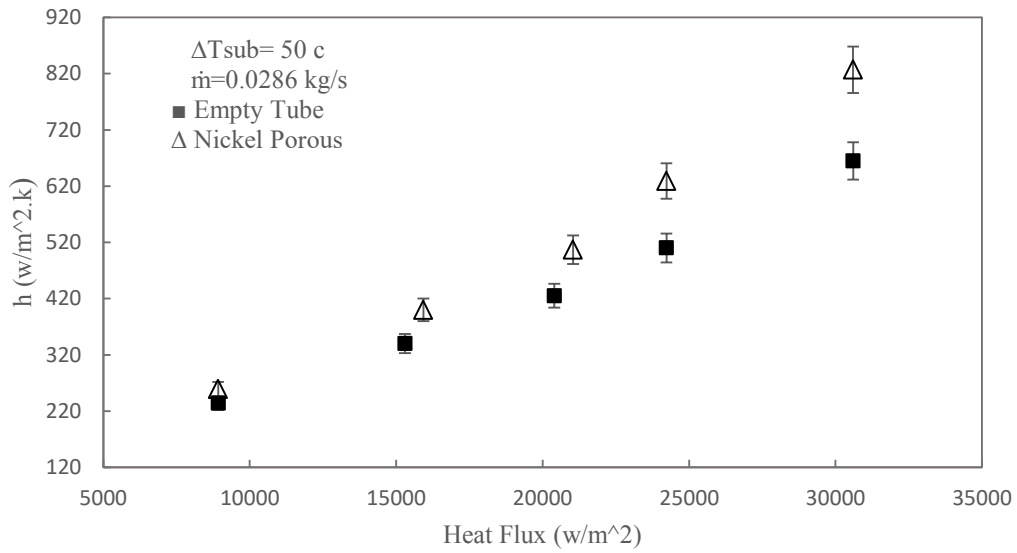
(a)
(الف)



(b)
(ب)

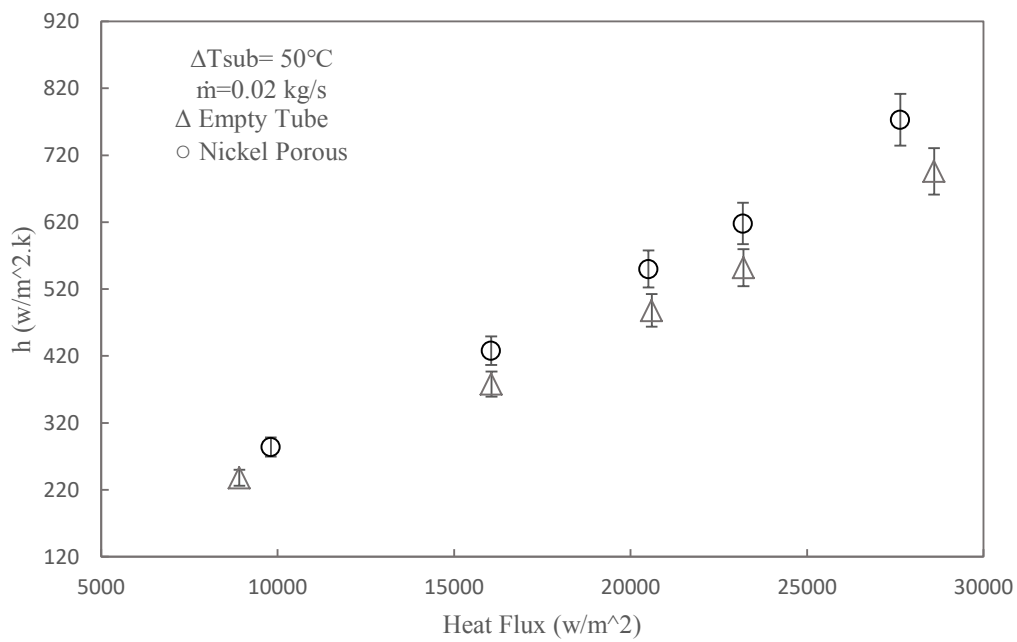
شکل ۷. اثر تغییر مادن سرد ورودی بر ضریب انتقال حرارت برای دبی‌های جرمی الف) 0.0286 kg/s ، ب) 0.02 kg/s تحت شارهای حرارتی مختلف در بین دو لوله هم‌محور عمودی در مکان محوری ثابت $z=45\text{cm}$

Fig. 7. The effect of inlet subcooling on the heat transfer coefficient at the mass flow rates of a) 0.0286 kg/s , b) 0.02 kg/s under various heat fluxes in the vertical annulus tube at fixed axial positions of $z=45\text{cm}$



(a)

(الف)



(b)

(ب)

شکل ۸. تاثیر استفاده از اسفنج فلزی نیکل بر ضریب انتقال حرارت جریان جوشش مادون سرد برای دمای مادون سرد ورودی 50°C در بین دو لوله هم‌محور عمودی برای دبی‌های جرمی الف) 0.0286 kg/s، ب) 0.02 kg/s در مکان محوری ثابت $z=45$ cm

Fig. 8. The porous effect on the heat transfer coefficient in vertical annulus tube at the mass flow rates of a) 0.0286 kg/s, b) 0.02 kg/s in inlet subcooling of 50°C

سرعت، $m s^{-1}$	u
عدد جوشش	BO
عدد پرائنتل	Pr
عدد ناسلت	Nu
آنتالپی تبخیر، $j kg^{-1}$	h_{fg}
ضریب نفوذ گرمایی، $m^2 s^{-1}$	α
لزجت سینماتیکی، $m^2 s^{-1}$	θ
لزجت، $kg m^{-1} s^{-1}$	μ
چگالی، $kg m^{-3}$	ρ

زیرنویس

بالک	b
داخلی	i
خارجی	o
ورودی	in
خروجی	out
دیواره	w

مراجع

- [1] G.J. Collier, J.R. Thome, Convective boiling and condensation, (1994): Clarendon Press.
- [2] G. Wang, P. Cheng, Subcooled flow boiling and microbubble emission boiling phenomena in a partially heated microchannel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2-1(52) (2009) 91-79.
- [3] J. Lee, I. Mudawar, Critical heat flux for subcooled flow boiling in micro-channel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer, 14-13(52) (2009) 3352-3341.
- [4] K.E. Gungor, R. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. International Journal of Heat and Mass Transfer, 3(29) (1986) 358-351.
- [5] K. Gungor, R.S. Winterton, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. Chemical engineering research & design, 2(65) (1987) 156-148.
- [6] M.M. Shah, A general correlation for heat transfer during saturated boiling with flow across tube bundles. HVAC&R Research, 5(13) (768-749)(2007).
- [7] M.M. Shah, Improved general correlation for subcooled boiling heat transfer during flow across tubes and tube bundles. HVAC&R Research, 2(11) (2005) 303-285.

به افزایش تعداد مکان‌های فعال تشکیل بخار می‌شود. استفاده از اسفنج فلزی بطور قابل توجهی عملکرد جوشش مادون‌سرد در لوله را بهبود می‌بخشد و ضریب انتقال حرارت جریان جوشش مادون‌سرد را حدود ۳۰ درصد افزایش می‌دهد.

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله به بررسی تجربی انتقال حرارت جریان جوشش مادون‌سرد در بین دو لوله هم‌محور عمودی با فضای حلقوی ماکرو در فشار اتمسفریک و سیال کاری آب پرداخته شده و اثر پارامترهایی مانند شار حرارتی، دبی جرمی، دمای مادون‌سرد ورودی و استفاده از اسفنج فلزی بر روی ضریب انتقال حرارت بررسی شده است. نتایج این پژوهش که محدوده دبی جرمی 0.12 kg/s تا 0.286 kg/s را شامل می‌شود، نشان می‌دهد که در طول تمام مراحل آزمایش انتقال حرارت از دو مکانیسم جابجایی اجباری و جوشش جریان‌ی تشکیل می‌یابد. ضریب انتقال حرارت به شدت تابعی از شار حرارتی می‌باشد. در واقع با زیاد شدن شار حرارتی، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. نتایج آزمایش‌ها نشان داد که با کاهش دمای مادون‌سرد ورودی، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. همچنین با کاهش دبی جرمی در محدوده 0.12 kg/s تا 0.286 kg/s در ناحیه جوشش مادون‌سرد، ضریب انتقال حرارت تا ۳۰٪ افزایش می‌یابد. همچنین استفاده از محیط متخلخل در محدوده دبی جرمی ذکر شده، ضریب انتقال حرارت جریان جوشش مادون‌سرد را حدود ۳۰ درصد افزایش می‌دهد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

ولتاژ، V	V
آمپر، A	I
قطر لوله، m	D
قطر هیدرولیکی، m	Dh
طول، m	L
شار حرارتی، $\frac{kw}{m^2}$	\dot{q}
فاصله محوری، m	Z
شار جرمی، $kg m^{-2} s^{-1}$	G
دبی جرم، $kg s^{-1}$	\dot{m}
ضریب انتقال حرارت، $W m^{-2} k^{-1}$	h

- heat transfer of water and sugar solutions in an annulus. *AIChE journal*, 6(50) (2004) 1128-1119.
- [18] S. Li, et al., An experimental study of bubble sliding characteristics in narrow channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1(57) (2013) 99-89.
- [19] B. Yun, et al., Characteristics of the local bubble parameters of a subcooled boiling flow in an annulus. *Nuclear Engineering and Design*, 9(240) (2010) -2295 2303.
- [20] S.G. Kandlikar, et al. High speed photographic observation of flow boiling of water in parallel minichannels. in 35th Proceedings of National Heat Transfer Conference, (2001) Citeseer.
- [21] S.G. Kandlikar, P.H. Spiesman, Effect of surface finish on flow boiling heat transfer. *ASME Heat Transfer Div Publ HTD*, 361 (1998) 163-157.
- [22] M. Kashi, et al., Experimental investigation and visualization of flow boiling heat transfer in a vertical tube containing metal porous medium. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 6(52) (2018) 140-131. (in persian)
- [23] M.M. Shah, New correlation for heat transfer during subcooled boiling in plain channels and annuli. *International Journal of Thermal Sciences*, 112 (2017) 370-358.
- [24] E.N. Sieder, G.E. Tate, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, 12(28) (1936) 1435-1429.
- [25] M.G. Kang, Effects of pool subcooling on boiling heat transfer in a vertical annulus with closed bottom. *International journal of heat and mass transfer*, 2(48) (2005) 263-255.
- [26] Y. Zhu, et al., Flow boiling of refrigerant in horizontal metal-foam filled tubes: Part 1–Two-phase flow pattern visualization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91 (2015) 453-446.
- [8] S.G. Kandlikar, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, (1990).
- [9] S.G. Kandlikar, P. Balasubramanian, An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. *Heat Transfer Engineering*, 3(25) (2004) 93-86.
- [10] C. Martín-Callizo, B. Palm, W. Owhaib, Subcooled flow boiling of R-134a in vertical channels of small diameter. *International Journal of Multiphase Flow*, 8(33) (2007) 832-822.
- [11] W. Owhaib, B. Palm, C. Martín-Callizo, Flow boiling visualization in a vertical circular minichannel at high vapor quality. *Experimental thermal and fluid science*, 8(30) (2006) 763-755.
- [12] X. Zhu, et al., An investigation on heat transfer characteristics of different pressure steam-water in vertical upward tube. *Nuclear Engineering and Design*, 2(239) (2009) 388-381.
- [13] Z. Anwar, B. Palm, R. Khodabandeh, Flow boiling heat transfer and dryout characteristics of R152a in a vertical mini-channel. *Experimental thermal and fluid science*, 53 (2014) 217-207.
- [14] Z. Shen, et al., Experimental investigation on heat transfer characteristics of smooth tube with downward flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68 (2014) 676-669.
- [15] S. Peyghambarzadeh, et al., Forced convective and subcooled flow boiling heat transfer to pure water and n-heptane in an annular heat exchanger. *Annals of Nuclear Energy*, 53 (2013) 410-401.
- [16] M. Sarafraz, S. Peyghambarzadeh, Experimental study on subcooled flow boiling heat transfer to water–diethylene glycol mixtures as a coolant inside a vertical annulus. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 50 (2013) 162-154.
- [17] H. Yu, R. Sheikholeslami, W.O. Doherty, Flow boiling

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Yarahmadi, M.M. Shahmardan, M. Nazari, A. Asgharzadeh, Measurement of subcooled flow boiling heat transfer coefficient in vertical annulus tube, Amirkabir J. Mech Eng., 53(7) (2021) 4345-4360.

DOI: [10.22060/mej.2020.18545.6841](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18545.6841)



