

## تأثیرات تغییر شیب لوله بر انتقال حرارت چگالشی جریان R-134a داخل لوله میکروفین دار

محمد علی اخوان بهابادی<sup>۱\*</sup> و سعید محسنی گرکانی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده‌های فنی - دانشگاه تهران

<sup>۲</sup> دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده‌های فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۸۴/۸/۱۴، تاریخ تصویب ۸۴/۱۱/۲۹)

### چکیده

در این تحقیق، مطالعه آزمایشگاهی بر روی ضرایب انتقال حرارت چگالشی جریان R-134a داخل لوله میکروفین دار با شیب‌های مختلف لوله نسبت به افق،  $\alpha$ ، صورت گرفته است ( $\alpha$  زاویه بین بردار سرعت مبرد و سطح افقی در جهت مثلثاتی می‌باشد). دستگاه مورد استفاده در این بررسی، یک سیستم تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه‌گیری مورد نیاز است. این سیستم شامل یک کندانسور دولوله‌ای از نوع جریان مخالف می‌باشد که کندانسور اصلی نامیده می‌شود. آب خنک‌کن در لوله خارجی این کندانسور جریان می‌یابد در حالیکه مبرد R-134a در لوله میکروفین دار داخلی آن چگالیده می‌شود. در این مطالعه داده‌های تجربی برای قرار گرفتن لوله در هفت شیب و برای سه سرعت جرمی متفاوت مبرد جمع‌آوری گردید. تحلیل داده‌ها نشان داد که تغییر شیب لوله تأثیر زیادی بر انتقال حرارت چگالشی دارد. در سرعت جرمی پایین مبرد و کیفیت پایین بخار بالاترین ضریب انتقال حرارت چگالشی که مربوط به شیب  $\alpha = +30^\circ$  می‌باشد حدوداً ۱/۷ برابر پایین‌ترین ضریب انتقال حرارت در شیب  $\alpha = -90^\circ$  می‌باشد. در ضمن مشخص شد که در تمامی سرعت‌های جرمی بالاترین ضریب انتقال حرارت میانگین در شیب  $\alpha = +30^\circ$  اتفاق می‌افتد.

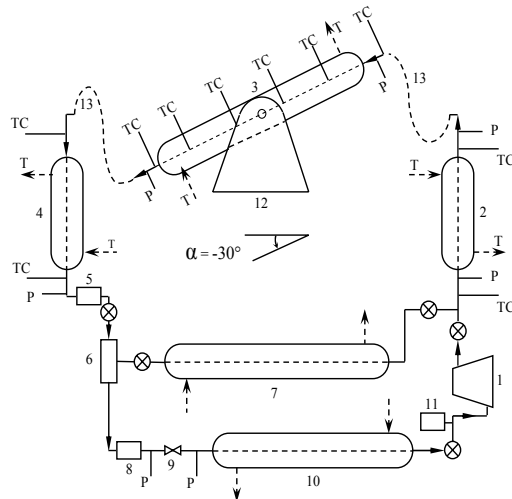
واژه‌های کلیدی: لوله میکروفین دار - انتقال حرارت چگالشی - شیب‌های مختلف - R-134a

### مقدمه

مختلف [۳] و ... صورت گرفته است. بررسی منابع موجود نشان دهنده این موضوع است که اگر چه مطالعات زیادی در خصوص افزایش انتقال حرارت در لوله‌های میکروفین دار صورت گرفته است، اما تمرکز این مطالعات بر جریان چگالشی در لوله‌های افقی می‌باشد. مکانیزم افزایش انتقال حرارت در لوله‌های میکروفین دار تحت تأثیر الگوی جریان دوفازی است و این الگو نیز متأثر از تقابل بین تنش برشی میان فازی، کشش سطحی و نیروی جاذبه می‌باشد. بنابراین ضروری است که تأثیر میدان نیروی جاذبه (قدرت و جهت اثر آن) بر انتقال حرارت داخل لوله‌های میکروفین دار مطالعه و بررسی شود. از این رو مطالعه حاضر در رابطه با انتقال حرارت چگالشی در لوله میکروفین دار با شیب‌های مختلف صورت می‌گیرد و هدف از آن بدست آوردن اطلاعات راجع به تأثیر تغییر جهت میدان نیروی جاذبه بر انتقال حرارت چگالشی در این لوله‌ها می‌باشد.

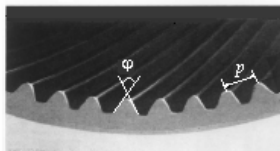
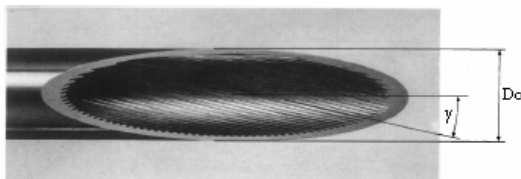
مطالعه حاضر بر روی مبرد R-134a صورت می‌گیرد

با توجه به اهمیت نقش کندانسورها در صنایع مختلف از جمله صنایع تبرید، تهویه مطبوع، نیروگاه‌های حرارتی، تأسیسات شیمیایی و با عنایت به محدودیت منابع انرژی و لزوم صرفه‌جویی در مصرف آن، طراحی و استفاده بهینه از این مبدل حرارتی اهمیت بسیار زیادی دارد. بدین منظور از روش‌های مختلف جهت افزایش میزان انتقال حرارت استفاده می‌شود. از آنجا که در کندانسورهای مورد استفاده در صنایع تبرید و تهویه مطبوع، به دلیل خاصیت ترکندگی مبردها، چگالش فقط به صورت لایه‌ای صورت می‌گیرد، با توجه به پایین بودن ضریب هدایت حرارتی مبرد، نیاز به استفاده از روش‌های افزایش انتقال حرارت در سمت مبرد احساس می‌شود. از جمله ابزاری که این نیاز را مرتفع می‌سازد لوله‌های میکروفین دار<sup>۱</sup> هستند که به واسطه کارایی بالا در انتقال حرارت به صورت گسترده‌ای در صنایع مورد استفاده قرار می‌گیرند. تحقیقات گسترده‌ای در خصوص فاکتورهای تأثیرگذار بر انتقال حرارت چگالشی در لوله‌های میکروفین دار از قبیل هندسه فین [۱]، حضور روغن در مبرد [۲]، جریان مبردهای



- |                      |                            |
|----------------------|----------------------------|
| 1- COMPRESSOR        | 11- ACCUMULATOR            |
| 2- PRE - CONDENSER   | 12- ROTATING TRESTLE       |
| 3- TEST CONDENSER    | 13- HOSES (for R134a flow) |
| 4- AFTER CONDENSER   | P- PRESSURE GAUGE          |
| 5- ROTAMETER         | TC- THERMOCOUPLE           |
| 6- RECIEVER          | T- THRMMOMETER             |
| 7- BY-PASS CONDENSER | ⊗ SHUT OFF VALVE           |
| 8- FILTER DRIER      | --> WATER FLOW             |
| 9- EXPANSION VALVE   | → REFRIGERANT FLOW         |
| 10- EVAPORATOR       |                            |

شکل ۱: شکل شماتیک دستگاه آزمایش.



- |                                     |                                      |
|-------------------------------------|--------------------------------------|
| طول لوله $L = 1040 \text{ mm}$      | گام فین $p = 0.48 \text{ mm}$        |
| ضخامت دیواره $w_t = 0.3 \text{ mm}$ | زاویه رأس فین $\phi = 25^\circ$      |
| ارتفاع فین $h = 0.25 \text{ mm}$    | تعداد فین‌ها $n = 55$                |
| قطر بیرونی $D_o = 9.52 \text{ mm}$  | زاویه مارپیچ فین $\gamma = 15^\circ$ |

شکل ۲: مشخصات هندسی لوله میکروفین‌دار.

## جمع آوری و آنالیز داده‌ها

در مجموع ۸۴ آزمایش در سه سرعت جرمی متفاوت مبرد برای جریان داخل لوله میکروفین‌دار با هفت شیب مختلف از  $\alpha = -90^\circ$  تا  $\alpha = +90^\circ$  (با فواصل  $30^\circ$ ) انجام شد. محدوده پارامترهای مختلف آزمایش در کندانسور اصلی به شرح زیر می‌باشد:

- |                                                  |                                                        |
|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| سرعت جرمی مبرد: $53/73 - 107/46 \text{ kg/sm}^2$ | دمای چگالش متوسط: $25/9 - 32/3 \text{ }^\circ\text{C}$ |
|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|

زیرا پتانسیل تخریب لایه ازن (ODP) این گاز صفر بوده و به همین دلیل استفاده از آن رو به افزایش است [۴].

## شرح دستگاه آزمایش

دستگاه مورد آزمایش یک سیستم تبرید تراکمی بخار مجهز به کلیه وسایل اندازه گیری مورد نیاز می‌باشد. این سیستم به صورت شماتیک در شکل (۱) نشان داده شده است. کندانسور مورد آزمایش یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای از نوع جریان مخالف است که آب خنک‌کن در لوله خارجی جریان داشته و فرئون در لوله داخلی چگالیده می‌شود. این کندانسور به واسطه وجود شلنگ‌های مخصوص جریان R-134a در ابتدا و انتها می‌تواند حول محور تعبیه شده در پایه کندانسور چرخش نماید و در شیب‌های دلخواه از  $\alpha = -90^\circ$  تا  $\alpha = +90^\circ$  قرار گیرد. لوله درونی این کندانسور لوله میکروفین‌دار مورد آزمایش است که از جنس مس و با فین‌های مثلثی شکل می‌باشد. توضیحات مربوط به مشخصات هندسی این لوله در شکل (۲) آمده است. دمای سطح خارجی لوله میکروفین‌دار در چهار مقطع و در هر مقطع در دو نقطه توسط ترموکوپل‌هایی از نوع Z اندازه‌گیری می‌شود. همچنین دمای مبرد و دمای آب خنک‌کن در ورود و خروج از کندانسور اصلی (مورد آزمایش) اندازه‌گیری می‌شود. بعلاوه فشار مبرد در ورود و خروج از کندانسور اندازه‌گیری می‌گردد. در ضمن کل کندانسور توسط پشم شیشه عایق بندی می‌شود. برای آن که در ورود به کندانسور اصلی، مبرد دارای کیفیت مطلوب باشد از یک پیش کندانسور استفاده می‌شود تا بتوان آزمایشات را برای محدوده نسبتاً وسیعی از کیفیت بخار انجام داد. همچنین برای آن که مبرد خروجی قبل از ورود به روتامتر کاملاً مایع شده باشد از یک کندانسور ثانویه استفاده می‌گردد. برای اندازه‌گیری سایر پارامترها از قبیل دبی مبرد، دبی آب و ... تمهیدات لازم اندیشیده شده است.

در این آزمایش پارامترهای زیادی با وسایل مختلف اندازه‌گیری شده که دقت اندازه‌گیری آنها متفاوت است. این دقت‌ها به شرح زیر هستند:

- |                      |                              |
|----------------------|------------------------------|
| دبی جرمی مبرد        | $1 \text{ L/hr}$             |
| دبی جرمی آب          | $0.01 \text{ kg/s}$          |
| درجه حرارت آب خنک‌کن | $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| درجه حرارت سطح لوله  | $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| فشار                 | $20 \text{ kN/m}^2$          |

می‌شود.

### ارایه نتایج و بحث و بررسی

شکل (۳) یک نمونه از تغییرات ضریب انتقال حرارت چگالشی برای لوله میکروفین‌دار در دو شیب  $\alpha = -60^\circ$  و  $\alpha = +60^\circ$  و سرعت جرمی  $80/59 \text{ kg/sm}^2$  را با کیفیت بخار نشان می‌دهد. همانطور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، ضریب انتقال حرارت با افزایش کیفیت بخار افزایش می‌یابد. این پدیده بدین سبب است که در کیفیت بخار بالا لایه مایع روی دیواره داخلی لوله نازکتر بوده و باعث مقاومت حرارتی کمتری می‌شود. در ضمن با کاهش کیفیت بخار و در نتیجه سرعت آن از تنش برشی میان فازی که از جمله فاکتورهای مهم انتقال حرارت در لوله‌های میکروفین‌دار می‌باشد کاسته می‌شود (کاهش ضریب انتقال حرارت با کاهش کیفیت بخار همانطور که در شکل‌های بعدی نیز دیده می‌شود در تمام سرعت‌های جرمی و شیب‌های لوله اتفاق می‌افتد).

داده‌ها در این نمودار با خطوط مستقیمی به هم وصل شده‌اند. دلیل تصادفی بودن تغییرات ضریب انتقال حرارت، ناپایداری چگالش بخار در جابجایی اجباری است که در آن دو فاز ضمن حرکت، با هم تبادل جرمی نیز دارند. بعلاوه حضور میکروفین‌ها و امکان وجود الگوهای متفاوت جریان در طول لوله با شیب‌های مختلف بر این تغییرات تصادفی می‌افزاید. دلیل دیگر، انجام آزمایش‌ها در فشارهای چگالشی متفاوت است، زیرا برای پوشش محدوده وسیعی از کیفیت بخار، در هر سرعت جرمی، چهار آزمایش انجام شد که انجام آن‌ها در فشارهای چگالشی کاملاً یکسان امکان‌پذیر نیست.

تغییرات ضریب انتقال حرارت با کیفیت بخار برای لوله میکروفین‌دار با شیب‌های مختلف در شکل‌های (۴) تا (۶) نشان داده شده است. هر کدام از این شکل‌ها برای یک سرعت جرمی مشخص ترسیم شده‌اند. برای ترسیم نمودارها از ضریب انتقال حرارت و کیفیت بخار به عنوان محورهای مختصات و از زاویه لوله نسبت به افق به عنوان پارامتر مشخصه استفاده شده است. منحنی‌ها نیز به وسیله گذار خطوط هموار از نقاط داده‌های آزمایشگاهی برای هر شیب بدست آمده است.

شار حرارتی متوسط خنک‌کن:  $8/67-20/30 \text{ kW/m}^2$   
دبی آب خنک‌کن:  $0/025-0/031 \text{ kg/s}$   
کیفیت بخار ورودی:  $1-0/35$

برای محاسبه درجه حرارت‌های اشباع و سوپرهیت و آنتالپی‌های اشباع R-134a از مرجع [۵] و سایر خواص از جمله ویسکوزیته از مرجع [۶] استفاده شده است. ضریب انتقال حرارت در کندانسور از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$h = q / (t_s - t_{wi}) \quad (1)$$

که در آن  $q$  شار حرارتی و  $t_s$  درجه حرارت اشباع مبرد می‌باشد.  $t_{wi}$  نیز درجه حرارت متوسط سطح داخلی دیواره است که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$t_{wi} = t_{wo} + \Delta t_w \quad (2)$$

که در آن  $t_{wo}$  درجه حرارت سطح خارجی لوله و  $\Delta t_w$  افت درجه حرارت دیواره می‌باشد.  $\Delta t_w$  از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta t_w = \frac{qD \ln(D_o / D)}{2k_w} \quad (3)$$

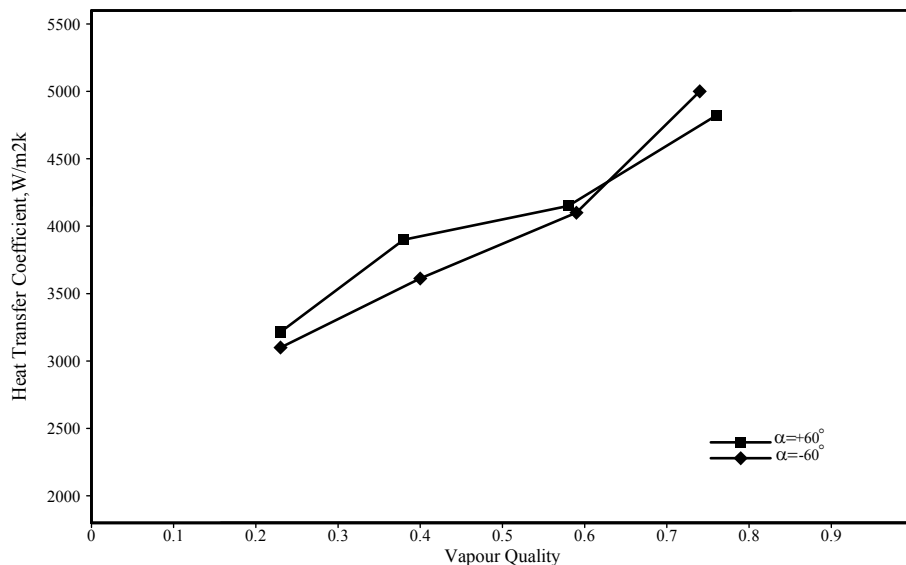
که در آن  $D_o$  و  $D$  به ترتیب قطرهای بیرونی و داخلی (از ریشه فین) لوله می‌باشند و  $k_w$  نیز ضریب هدایت حرارتی دیواره لوله است. همچنین برای محاسبه شار حرارتی  $q$  داریم:

$$q = \dot{Q} / (\pi DL) \quad (4)$$

که  $\dot{Q}$  شدت انتقال حرارت بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{wts} c_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (5)$$

که در آن  $\dot{m}_{wts}$  دبی جرمی آب عبوری از کندانسور اصلی و  $c_{pw}$  گرمای ویژه آن است.  $T_{wo}$  و  $T_{wi}$  نیز به ترتیب دماهای آب ورودی و خروجی کندانسور اصلی می‌باشند. جهت محاسبه کیفیت بخار ورودی و خروجی کندانسور اصلی از برقراری موازنه انرژی (حرارت منتقل شده به آب خنک‌کن = کاهش آنتالپی جریان R-134a) به ترتیب در پیش کندانسور و کندانسور اصلی استفاده نمودیم. کیفیت بخار متوسط نیز به صورت میانگین کیفیت بخار ورودی و خروجی کندانسور در نظر گرفته



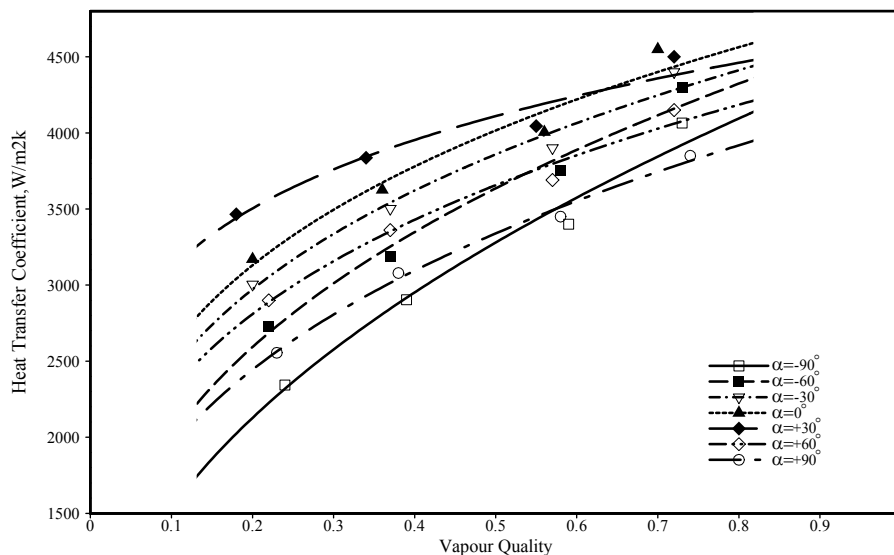
شکل ۳: مقایسه ضرایب انتقال حرارت لوله میکروفین دار در دو شیب  $\alpha = +60^\circ$  و  $\alpha = -60^\circ$  و سرعت جرمی  $0.80/59 \text{ kg/sm}^2$ .

تنش برشی میان فازی و نیروی اینرسی می‌شود، نیروی جاذبه و جهت اعمال آن بر جریان چگالشی از اهمیت بیشتری بر نحوه جریان داخل لوله برخوردار می‌گردد و باعث می‌شود ضرایب انتقال حرارت در شیب‌های مختلف مقادیر متفاوتی پیدا کنند.

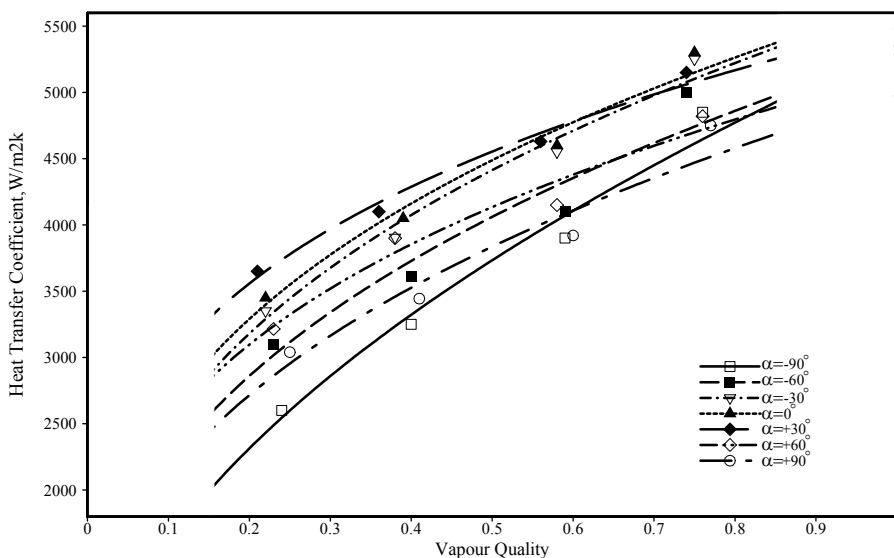
در شکل‌های (۴) تا (۶) پایین‌ترین ضرایب انتقال حرارت مربوط به جریان در لوله‌های عمودی می‌باشد به این صورت که در کیفیت‌های پایین بخار در تمامی موارد لوله با زاویه  $\alpha = -90^\circ$  کمترین ضرایب انتقال حرارت را دارا می‌باشد. این مسئله را نیز به این صورت می‌توان توجیه نمود که در جریان عمودی رو به پایین با توجه به همسو بودن تنش برشی میان فازی و نیروی جاذبه تنها الگوی جریان محتمل در طول لوله جریان حلقوی<sup>۲</sup> می‌باشد. و همکارانش<sup>۳</sup> [۷] در مطالعه الگوهای مختلف جریان در لوله‌های صاف شیب‌دار نیز این مورد را گزارش نمودند. این مسئله باعث می‌شود که در کیفیت‌های پایین بخار یک لایه ضخیم از مایع چگالیده کل محیط لوله را بپوشاند و ایجاد یک عایق حرارتی بنماید و موجب افت ضریب انتقال حرارت نسبت به شیب‌های دیگر گردد. در شیب‌های دیگر علی‌الخصوص زوایای نزدیک به افق مایع چگالیده در کیفیت‌های پایین بخار به واسطه نیروی وزن خود میل دارد در قسمت پایین لوله جمع شود و در نتیجه تمام محیط لوله در معرض لایه ضخیم مایع قرار نمی‌گیرد.

همانگونه که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، تغییر شیب لوله اثر زیادی بر انتقال حرارت چگالشی دارد. این اثر با کم شدن کیفیت بخار و سرعت جرمی بیشتر می‌شود، به صورتیکه در سرعت‌های جرمی بالا و کیفیت‌های بالای بخار، همانطور که در شکل (۶) دیده می‌شود، منحنی‌های ضریب انتقال حرارت چگالشی در شیب‌های مختلف به یکدیگر نزدیک می‌شوند و با کم شدن سرعت جرمی و کیفیت بخار، همانطور که در شکل (۴) دیده می‌شود، نسبت بیشترین به کمترین ضریب انتقال حرارت در شیب‌های مختلف به بالاترین مقدار خود می‌رسد. به صورتیکه ماکزیمم مقدار آن (ضریب انتقال حرارت چگالشی) که در شیب  $\alpha = +30^\circ$  اتفاق می‌افتد ۱/۷ برابر کمترین مقدار آن در شیب  $\alpha = -90^\circ$  می‌باشد. البته این نسبت برای دو سرعت جرمی متوسط و بالا در کیفیت‌های پایین بخار تقریباً یکسان می‌باشد اما با اضافه شدن کیفیت بخار، افزایش سرعت جرمی موجب کاهش این نسبت می‌شود.

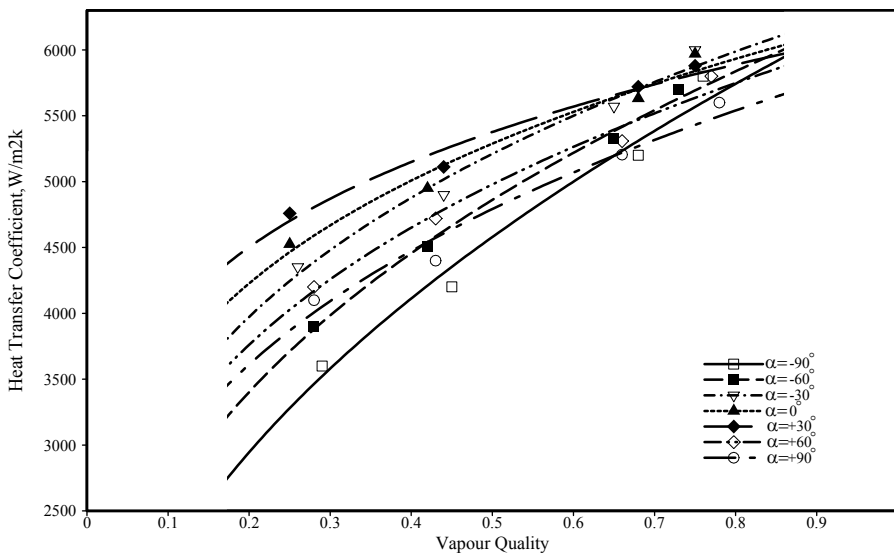
این مسئله را به این صورت می‌توان توجیه نمود که در سرعت‌های جرمی بالا و کیفیت‌های بالای بخار، پارامتر اصلی تأثیرگذار بر جریان چگالشی، تنش برشی میان فازی می‌باشد و نیروی جاذبه و جهت آن تأثیر ناچیزی بر الگوی جریان دوفازی دارد. اما با کم شدن کیفیت بخار که اضافه شدن فاز مایع با چگالی بالاتر و کاهش سرعت بخار را در بر دارد و یا کم شدن سرعت جرمی که موجب کم شدن



شکل ۴: مقایسه ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار با شیب‌های مختلف سرعت جرمی  $۵۳/۷۳ \text{ kg/sm}^2$ .

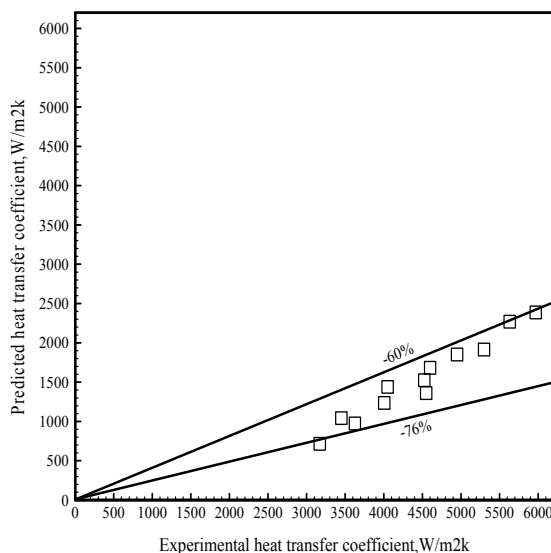


شکل ۵: مقایسه ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار با شیب‌های مختلف و سرعت جرمی  $۸۰/۵۹ \text{ kg/sm}^2$ .



شکل ۶: مقایسه ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار با شیب‌های مختلف و سرعت جرمی  $۱۰۷/۴۶ \text{ kg/sm}^2$ .

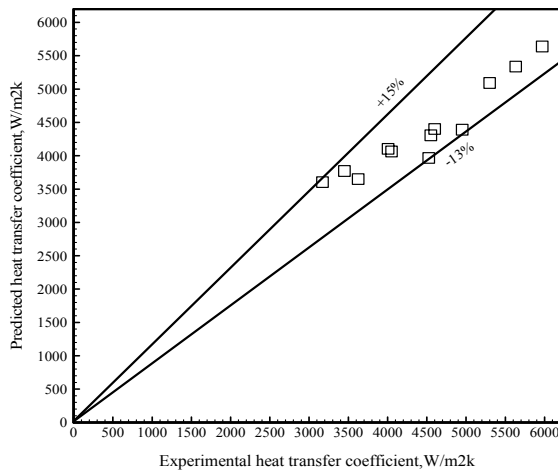
$30^\circ$  نسبت به شیب  $\alpha = +30^\circ$  می‌شود، جریان یافتن بهتر مایع چگالیده در سطح لوله و داخل شیارها به دلیل جهت مناسب‌تر اعمال نیروی جاذبه می‌باشد. اما با کاهش کیفیت بخار و افزایش مایع چگالیده داخل لوله فاکتور تأثیرگذار افزایش اغتشاشات میان فازی می‌باشد که باعث افزایش انتقال حرارت در شیب  $\alpha = +30^\circ$  نسبت به لوله افقی می‌شود. رویال و برگلز<sup>[۸]</sup> نیز معتقد بودند شیب مثبت لوله باعث افزایش اغتشاشات میان فازی نسبت به لوله افقی می‌شود و می‌توان از این روش به عنوان یک راه افزایش انتقال حرارت در لوله صاف استفاده نمود. در اینجا مناسب است توجه شود که نقطه تقاطع نمودارهای مربوط به شیب‌های  $(\alpha = +30^\circ, \alpha = 0^\circ)$ ،  $(\alpha = +30^\circ, \alpha = -30^\circ)$ ،  $(\alpha = +90^\circ, \alpha = -90^\circ)$  و یا  $(\alpha = +60^\circ, \alpha = -60^\circ)$  در تمامی سرعت‌های جرمی عموماً در کیفیت‌های بخار بین ۰/۶ تا ۰/۷ اتفاق می‌افتد. در واقع کیفیت‌های بخار بالاتر از این مقادیر مشخص کننده نواحی هستند که فاکتور تأثیر گذار بر انتقال حرارت، نحوه جریان مایع چگالیده داخل شیارها و سطح لوله می‌باشد. اما کیفیت‌های بخار پایین‌تر از این مرز نمایانگر محدوده‌هایی هستند که با توجه به ضخیم شدن لایه مایع پارامترهایی از قبیل اغتشاشات میان فازی و شکل گرفتن الگوهای جدید جریان بر انتقال حرارت تأثیر گذار می‌شوند.



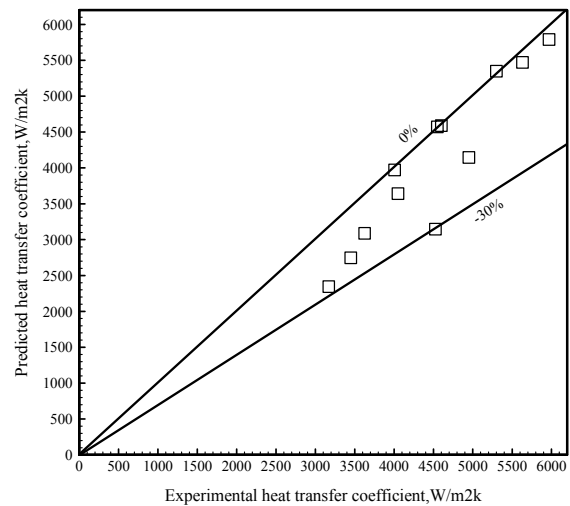
شکل ۷: مقایسه مقادیر آزمایشگاهی ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار افقی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مرجع [۹].

مسئله دیگری که در جریان عمودی رو به پایین وجود دارد کم بودن مقدار اغتشاشات میان فازی نسبت به زوایای دیگر به دلیل همسو بودن نیروی وزن و تنش برشی بخار می‌باشد. همانطور که شکل‌های (۴) تا (۶) دیده می‌شود در جریان چگالش عمودی رو به بالا ( $\alpha = +90^\circ$ ) در کیفیت‌های بخار نسبتاً پایین، به دلیل میزان بالای اغتشاشات و تداخل فازها ضریب انتقال حرارت از جریان چگالش عمودی رو به پایین بالاتر می‌رود و الگوهای دیگر جریان از جمله جریان بهم ریخته<sup>۴</sup> که قبلاً توسط ونگ و همکارانش [۷] در مورد لوله‌های صاف گزارش شده است نیز می‌تواند به دلیل وجود این اغتشاشات شکل گیرد. اما در کیفیت‌های بالای بخار مسئله برعکس می‌باشد و جریان چگالش عمودی رو به بالا کمترین میزان انتقال حرارت را دارا می‌باشد. این مسئله با توجه به وجود الگوی جریان حلقوی در هر دو حالت (در کیفیت بخار بالا به دلیل سرعت زیاد بخار و غالب بودن اثر تنش برشی، الگوی جریان حلقوی می‌باشد)، احتمالاً به دلیل جریان یافتن بهتر مایع چگالیده داخل شیارها و سطح لوله در جریان رو به پایین نسبت به جریان رو به بالا می‌باشد. در واقع اغتشاشات میان فازی در کیفیت‌های بالای بخار از تأثیر کمتری برخوردار است.

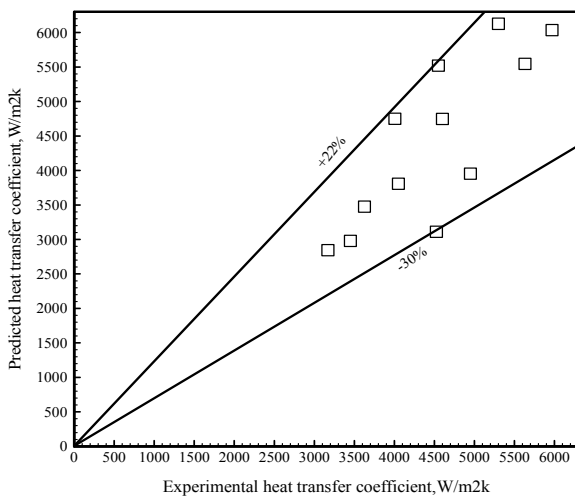
نهایتاً نکته دیگری که از شکل‌های (۴) تا (۶) می‌توان استنباط نمود این است که بالاترین ضرایب انتقال حرارت در کیفیت‌های مختلف بخار مربوط به قرار گرفتن لوله میکروفین دار در حالت افقی و یا شیب  $\alpha = +30^\circ$  می‌باشد. در واقع الگوی جریان در این شیب‌ها به گونه‌ای است که مناسب‌ترین آرایش جریان دوفازی را برای ماکزیمم شدن انتقال حرارت باعث می‌شود و این ماکزیمم انتقال حرارت در کیفیت‌های پایین بخار در شیب  $\alpha = +30^\circ$  و در کیفیت‌های بالای بخار در لوله افقی اتفاق می‌افتد. برای توضیح این مسئله در ابتدا باید به این نکته توجه نمود که ونگ و همکارانش [۷] در مورد لوله صاف گزارش نمودند که الگوی جریان در لوله افقی و با شیب  $\alpha = +30^\circ$  بسیار نزدیک به هم می‌باشد و تنها تفاوت در این دو مورد افزایش شدت اغتشاشات میان فازی در شیب  $\alpha = +30^\circ$  نسبت به حالت افقی است. در اینجا نیز چنانچه الگوی جریان دوفازی در این دو شیب را یکسان در نظر بگیریم، مسئله‌ای که در کیفیت‌های بالای بخار باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در لوله افقی و یا گاهاً شیب



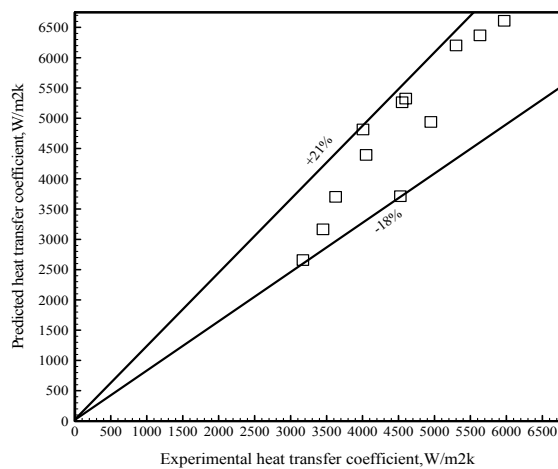
شکل ۹: مقایسه مقادیر آزمایشگاهی ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار افقی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مرجع [۱۱].



شکل ۸: مقایسه مقادیر آزمایشگاهی ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار افقی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مرجع [۱۰].



شکل ۱۰: مقایسه مقادیر آزمایشگاهی ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار افقی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مرجع [۱۲].



شکل ۱۱: مقایسه مقادیر آزمایشگاهی ضرایب انتقال حرارت در لوله میکروفین دار افقی با مقادیر پیش‌بینی شده توسط مرجع [۱۳].

از میان شیب‌های مختلف آزمایش شده بالاترین ضریب انتقال حرارت میانگین (نسبت به کیفیت بخار) در تمامی سرعت‌های جرمی مربوط به قرار گرفتن لوله میکروفین دار در شیب  $\alpha = +30^\circ$  می‌باشد به صورتیکه در بهترین شرایط (پایین‌ترین سرعت جرمی) ضریب انتقال حرارت میانگین آن  $4\%$  بالاتر از لوله افقی می‌باشد.

در شکل‌های (۷) تا (۱۱) داده‌های آزمایشگاهی مربوط به چگالش در لوله افقی با پنج رابطه تجربی ارائه شده توسط لو و برگلز<sup>۹</sup>، کاولینی و همکارانش<sup>۱۰</sup>، یو و کویاما<sup>۱۱</sup>، شیکازنو و همکارانش<sup>۱۲</sup> و کدزیرسکی و گون کالوز<sup>۱۳</sup> مقایسه شده است. چنانچه از این شکل‌ها نیز مشخص است از میان روابط موجود رابطه یو و کویاما بهترین تطابق را با نتایج آزمایشگاهی دارد و داده‌های موجود را بین  $-13\%$  تا  $+15\%$  پیش‌بینی می‌کند. رابطه لو و برگلز نیز بیشترین خطا را ایجاد می‌کند ( $-60\%$  تا  $-76\%$ ). ونگ و هند<sup>۱۴</sup> نیز با مقایسه این پنج رابطه با محدوده گسترده‌ای از داده‌های تجربی موجود به نتایج مشابهی رسیدند.

در پایان لازم به ذکر است که آنالیز خطای دستگاه اندازه‌گیری با استفاده از روش ارائه شده در مرجع [۱۵] صورت گرفت که مقدار آن برای تمامی آزمایشات در محدوده  $\pm 8/5\%$  بدست آمد.

## نتیجه گیری

- ۳- بیشترین ضریب انتقال حرارت میانگین در تمامی سرعت‌های جرمی و شیب‌های آزمایش شده در شیب  $\alpha = +30^\circ$  بدست آمد.
- ۴- کمترین ضریب انتقال حرارت میانگین در تمامی سرعت‌های جرمی و شیب‌های آزمایش شده در شیب  $\alpha = -90^\circ$  بدست آمد.

نتایج حاصل از این مطالعه عبارتند از:

۱- با ثابت ماندن سایر شرایط، کم شدن کیفیت بخار در تمامی سرعت‌های جرمی و شیب‌های لوله آزمایش شده باعث کاهش ضریب انتقال حرارت می‌گردد.

۲- تغییر شیب لوله اثر زیادی بر ضرایب انتقال حرارت چگالشی دارد به صورتیکه با کم شدن کیفیت بخار و سرعت جرمی مبرد بر تأثیر آن افزوده می‌شود.

## مراجع

- 1 - Chamra, L., Webb, R. and Randlett, M. (1996). "Advanced microfin tubes for condensation." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 9, PP. 1839-1846.
- 2 - Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E. (1989). "Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures." *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, Part 2, PP. 375-385.
- 3 - Jung, D., Cho, Y. and Park, K. (2004). "Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes." *Int. J. Refrig.*, Vol. 27, PP. 25-32.
- 4 - Stoecker, W. F. (1998). *Industrial refrigeration handbook*, Mc Graw Hill Companies, Inc.
- 5 - Sonntag, R. E., Borgnakke, C. and Van wylene, G. J. (1997). *Fundamentals of thermodynamics*, John wiley and sons, New york.
- 6 - Collier, J. G. and Thome, J. R. (1994). *Convective boiling and condensation*, Oxford University Press.
- 7 - Wang, W. C., Ma, X. H., Wei, Z. D. and Yu, P. (1998). "Two-phase flow patterns and transition characteristics for in-tube condensation with different surface inclinations." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, PP. 4341-4349.
- 8 - Royal, J. H. and Bergles, A. E. (1976). "Experimental study of the augmentation of horizontal in-tube condensation." *ASHRAE Trans.*, Vol. 82, Part 1, PP. 919-931.
- 9 - Luu, M. and Bergles, A. E. (1980). "Enhancement of horizontal in-tube condensation of refrigerant-113." *ASHRAE Trans*, Vol. 86, Part 1, PP. 293-312.
- 10 - Cavallini, A., Doretti, L., Klammsteiner, N., Longo, L. G. and Rossetto, L. (1995). "Condensation of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes." *In: Proc. 19th Int. Cong. Refrigeration*, Vol. 4, Hague, The Netherlands, PP. 105-114.
- 11 - Yu, J. and Koyama, S. (1998). "Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes." *In: Proc. Int. Refrigeration Conference at Purdue Univ.*, West Lafayette, USA, PP. 325-330.
- 12 - Shikazono, N., Itoh, M., Uchida, M., Fukushima, T. and Hatada, T. (1998). "Predictive equation proposal for condensation heat transfer coefficient of pure refrigerants in horizontal microfin tubes." *Trans Jap Soc Mech Engrs*, No. 64, PP. 196-203 [in Japanese].
- 13 - Kedzierski, M. A. and Goncalves, J. M. (1999). "Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a microfin tube." *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, PP. 161-178.
- 14 - Wang, H. S. and Honda, H. (2003). "Condensation of refrigerants in horizontal microfin tubes: comparison of prediction methods for heat transfer." *Int. J. Refrig.*, Vol. 26, PP. 452-460.
- 15- Schultz, R. R. and Cole, R. (1979). "Uncertainty analysis in boiling nucleation." *AIChE Symp. Series*, No.189, Vol.75, PP. 32-38.

## واژه‌های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- |                               |                       |                      |
|-------------------------------|-----------------------|----------------------|
| 1 - Microfin Tubes            | 2 - Annular Flow      | 3 - Wang et al.      |
| 4 - Churn Flow                | 5 - Royal and Bergles | 6 - Luu and Bergles  |
| 7 - Cavallini et al.          | 8 - Yu and Koyama     | 9 - Shikazono et al. |
| 10 - Kedzierski and Goncalves | 11 - Wang and Honda   |                      |