

طراحی و ساخت مبدل حرارتی مایع - گاز با استفاده از لوله‌های گرمایی

مهدی معرفت^۱، سیدجلال قائم‌مقامی^۱، صادق خداویسی^۲

۱- عضو هیأت علمی دانشگاه تربیت مدرس (بخش مکانیک)

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، تبدیل انرژی

چکیده

لوله‌های گرمایی وسایلی با قابلیت انتقال حرارت بالا هستند با توجه به خصوصیات حرارتی آنها، تحقیقاتی در رابطه با تئوری و ساخت مبدل حرارتی مایع - گاز (رادیاتور) با استفاده از لوله‌های (ZrO_2) صورت گرفته است. مبدل حرارتی ساخته شده از ۱۸ عدد ترموسیفون (لوله گرمایی بدون فتیله) در دو ردیف به صورت آرایشی هندسی مثلثی تشکیل شده است. حرارت از آب گرم به قسمت پایین مبدل حرارتی (بیرون تبخیر کننده لوله گرمایی) منتقل می‌شود و عمل دفع حرارت از قسمت بالای مبدل حرارتی توسط دمیدن هوا انجام می‌گیرد.

محاسبات نشان می‌دهد محدودیت جوش حداقل مقدار محدودیت لوله گرمایی است و چون در شرایط طراحی ظرفیت هر ترموسیفون کمتر از مقدار محدودیت جوش است بنابراین اطمینان حاصل می‌شود که لوله گرمایی در عملکرد خود به محدوده بحرانی نمی‌رسد. محاسبات نشان می‌دهد مبدل حرارتی مورد استفاده به ازاء دبی ۶ لیتر در دقیقه آب گرم ۸۰ درجه سانتی‌گراد، توانایی انتقال حرارت ۱۹۰۸ وات را دارا می‌باشد در آزمایش نرخ انتقال حرارت ۱۷۳۰ وات اندازه‌گیری شده است. مقایسه این دو عدد صحت محاسبات و کارایی خوب مبدل حرارتی ساخته شده را تأیید می‌کند [1].

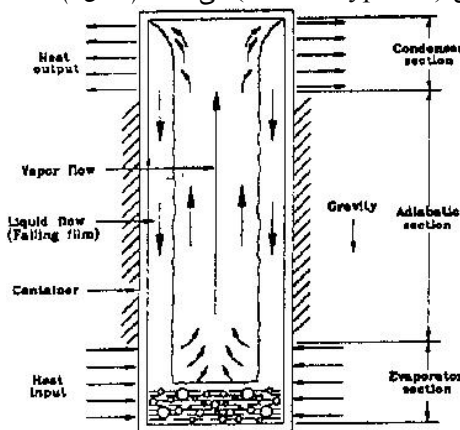
نتایج محاسبات ضریب انتقال حرارت خارج چگالنده و داخل چگالنده در حالت تئوری و آزمایش همخوانی خوبی دارند ضریب انتقال حرارت داخلی در ترموسیفونهای مورد استفاده $(W/m^2 \cdot ^\circ K)$ ۷۹۰۰ می‌باشد در حالی که برای لوله مبدل‌های عادی این ضریب بسیار کمتر در حدود $(W/m^2 \cdot ^\circ K)$ ۲۳۰ می‌باشد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت استفاده از لوله گرمایی در مبدل حرارتی مایع - گاز کارایی آن را بهبود قابل توجهی می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: لوله گرمایی، ترموسیفون، مبدل حرارتی، رادیاتور

مقدمه

لوله‌های گرمایی یکی از وسایل انتقال گرما بوده و در بیشتر موارد یکی از بهترین روش‌های انتقال گرما محسوب می‌شود. شکل اولیه از لوله‌های گرمایی لوله‌های پرکینز^۱ است که در نیمه دوم قرن نوزدهم توسط پرکینز معرفی شده است، مفهوم لوله گرمایی در سال ۱۹۴۴ توسط گالگر^۲ ارائه گردید.

هر لوله گرمایی شامل ظرف، سیال کارگر و فتیله می‌باشد، در صورتی که لوله گرمایی بدون فتیله باشد یعنی عمل برگشت مایع از چگالنده به تبخیرکننده توسط نیروی جاذبه صورت بگیرد لوله گرمایی را ترموسیفون (Thermosyphon) می‌نامند. (شکل ۱)



شکل ۱- شماتیک ترموسیفون

در دهه اخیر مقالات زیادی در این زمینه منتشر شده و در حال حاضر تحقیقات در مورد این وسیله ارزشمند ادامه دارد. یکی از موارد کاربرد این وسیله به عنوان مبدل حرارتی مایع - گاز (رادیاتور) می‌باشد که در این مقاله به آن پرداخته می‌شود.

مزیت این وسایل انتقال حرارت از منبع گرم به منبع سرد به صورت پیوسته و بدون استفاده از هرگونه وسیله یا ابزار مکانیکی یا الکتریکی است. همچنین انتقال گرما بین دو محیط، با اختلاف دمایی بسیار کم امکان‌پذیر می‌باشد و محدوده کارکرد دمایی بسیار وسیع (از $4^{\circ}K$ تا $2600^{\circ}K$) دارند [۲].

در این پروژه یک مبدل حرارتی مایع - گاز (رادیاتور) با استفاده از ترموسیفون‌های دو فازی طراحی و ساخته شده است، بدین صورت که آب گرم از روی مجموعه ترموسیفون‌ها عبور می‌کند و حرارت از آب گرم به قسمت تبخیرکننده منتقل می‌شود و سیال کارگر تبخیر شده به سمت چگالنده می‌رود و عمل چگالش با استفاده از یک منبع سرد (توسط دمیدن هوا بر روی چگالنده) انجام می‌گیرد و سیال کارگر به سمت تبخیر کننده بر می‌گردد و این عمل به صورت

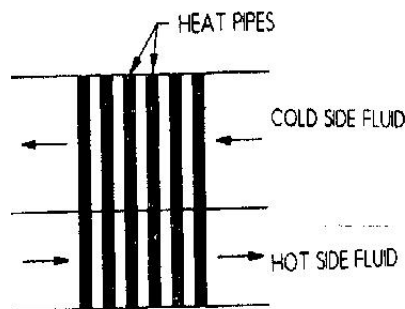
1- Perkins

2- R.S.Gougler

پیوسته ادامه می‌یابد. در ادامه تئوری، طراحی و نتایج آزمایش مبدل حرارتی ترموسیفونی ارائه خواهد شد.

طراحی مبدل حرارتی

مبدل حرارتی یادشده از ۱۸ عدد ترموسیفون در دو ردیف با آرایش هندسی مثلثی کنار هم چیده شده است. قطر خارجی و داخلی لوله‌ها $d_o = 10/2 (mm)$ ، $d_i = 8/8 (mm)$ و طول لوله $320 (mm)$ می‌باشد (شکل ۲).



شکل ۲- مبدل حرارتی لوله گرمایی

جهت طرح مبدل حرارتی، عکس‌العمل یکی از ترموسیفون‌ها را مورد بررسی قرار داده و نتیجه را برای مبدل حرارتی فشرده تعمیم می‌دهیم.

انتخاب سیال کارگر

مهمترین نکاتی که برای انتخاب سیال کارگر باید مورد توجه قرار داد عبارتند از: ۱- بالا بودن جرم حجمی سیال ۲- بالا بودن قابلیت رسانایی گرمایی ۳- بالا بودن کشش سطحی ۴- کم بودن ویسکوزیته سیال ۵- سازگاری با فتیل و دیواره است. مشخصه‌های فوق را می‌توان با تعریف

عدد مریت به صورت $M = \frac{\sigma \cdot \rho \cdot h_{fg}}{\mu}$ به هم مربوط کرد. بنابراین برای تعیین شرایط کارکرد

لوله گرمایی، سیالی باید انتخاب کرد که در شرایط طرح عدد مریت بالاتری داشته باشد [۳]. طرح مورد نظر تحت عنوان مبدل حرارتی مایع - گاز جهت انتقال حرارت از آب گرم به هوای محیط می‌باشد (رادیاتور)، رنج دمایی مورد استفاده این وسیله دما پایین $(60^{\circ}C$ تا $80^{\circ}C)$ می‌باشد. بنابراین آب به دلیل اینکه عدد مریت بالاتری دارد، به عنوان سیال کارگر انتخاب شده است [۱]. لوله‌ها از جنس مس که دارای ضریب هدایت گرمایی بالا و سازگاری با سیال کارگر آب دارد، استفاده شده است.

آنالیز حرارتی

مکانیزم‌های اصلی انتقال حرارت در لوله‌های گرمایی عبارتند از:

۱) انتقال حرارت از طریق هدایت در عرض دیواره لوله و فتيله اشباع شده از مایع در تبخیرکننده و چگالنده

۲) انتقال محوری گرمای نهان بوسیله بخار از تبخیرکننده به چگالنده.

برای محاسبه گرمای جذب شده از تبخیرکننده و گرمای دفع شده از چگالنده ابتدا باید مقاومت‌های حرارتی معادل را محاسبه نمائیم که مهمترین این مقاومت‌ها عبارتند از: مقاومت خارجی چشمه و چاه حرارت، مقاومت شعاعی دیواره لوله و پردها و مقاومت شعاعی فیلم مایع و جریان بخار در لوله می‌باشد [۴ و ۵].

مقاومت معادل برای قسمت تبخیرکننده برابر است با:

$$R_e = R_{ext,e} + R_{p,e} + R_{l,e} + R_{v,e} \quad (۱)$$

بنابراین حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در تبخیرکننده و سطح تبخیرکننده برابر است با:

$$U_h \cdot A_h = \frac{1}{R_e} = \frac{1}{\frac{1}{h_{out,e} \cdot A_e} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_{cu} \cdot L_e} + \frac{\ln(r_i / r_l)}{2\pi k_l L_e} + \frac{1}{h_{in,e} \cdot A_e}} \quad (۲)$$

که $h_{in,e}$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲].

$$h_{in,e} = \frac{4}{3} \left[\frac{\rho_l^2 \cdot K^3 \cdot g \cdot h_{fg}}{4\mu_l (T_{p,e} - T_{sat}) \cdot L_e} \right]^{1/4} \quad (۳)$$

مقاومت معادل برای قسمت چگالنده برابر است با:

$$R_c = R_{ext,c} + R_{p,c} + R_{l,c} + R_{v,c} \quad (۴)$$

بنابراین حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در چگالنده و سطح چگالنده برابر است با:

$$U_c \cdot A_c = \frac{1}{R_c} = \frac{1}{\frac{1}{\zeta_{out,c} \cdot h_{out,c} \cdot A_c} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_{cu} \cdot L_c} + \frac{\ln(r_i / r_l)}{2\pi k_l L_c} + \frac{1}{h_{in,c} \cdot A_c}} \quad (۵)$$

که $h_{in,c}$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲].

$$h_{in,c} = \frac{4}{3} \left[\frac{\rho_l^2 \cdot K^3 \cdot g \cdot h_{fg}}{4\mu_l (T_{sat} - T_{p,c}) L_c} \right]^{1/4} \quad (۶)$$

محدودیت‌های لوله گرمایی

لوله گرمایی اگر چه وسیله بسیار مناسبی جهت انتقال حرارت می‌باشد، اما در این زمینه با محدودیت‌هایی شامل محدودیت موینگی، محدودیت جوشش، محدودیت صوتی، محدودیت روند

فرآیند و محدودیت خشک شدن مواجه می‌شود. در ترموسیفون‌ها محدودیت مویینگی وجود ندارد و سیال کارگر تحت اثر نیروی جاذبه از چگالنده به تبخیر کننده بر می‌گردد.

الف) محدودیت جوش: در اثر جوشش حباب تشکیل می‌گردد و با افزایش شار حرارتی حباب‌ها سریع‌تر تشکیل شده، هنگامی که جمعیت حباب‌ها خیلی زیاد شود این حباب‌ها با هم ائتلاف می‌کنند و فیلم بخار در روی سطح در تماس حرارت تشکیل می‌دهند و باعث ایجاد نقاط داغ روی سطح می‌شوند همچنین مقاومت گرمایی فیلم بخار موجب کاهش انتقال حرارت می‌گردد. حداکثر مقدار گرمایی که باعث رسیدن به این حد می‌شود از رابطه (۷) بدست می‌آید [۳].

$$\frac{q \cdot C_p^\gamma}{h_{fg}^2 \cdot \rho_v \cdot k_l} pr^{-0.71} = 1.02 \cdot 10^{-6} \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.65} \quad (7)$$

ب) محدودیت صوتی: بحث بر روی این محدودیت لوله گرمایی مشابه با جریان سیال در یک شیب‌پوره همگرا - واگرا می‌باشد. کاهش دما در قسمت چگالنده مشابه حالتی است که فشار پشت در شیب‌پوره همگرا - واگرا کاهش یابد. و در انتهای تبخیرکننده سرعت صوت روی داده و پدیده خفگی اتفاق می‌افتد. حداکثر شار حرارتی که به محدوده صوتی نرسد از رابطه (۸) بدست می‌آید [۲].

$$Q_s = A_v \cdot \rho_v \cdot h_{fg} \left[\frac{k' \cdot R_g \cdot T_v}{2(k' + 1)} \right] \quad (8)$$

ج) محدودیت روند فرآیند (کشیده شدن مایع بوسیله بخار): اگر سرعت بخار به اندازه کافی زیاد باشد، محدودیتی بوجود خواهد آمد که در آن حد، مایع از سطح فتنیه یا دیواره جدا شده و بداخل بخار پخش خواهد شد. که در این حالت نسبت نیروی برشی به نیروی کشش سطحی بیشتر از واحد می‌باشد. حداکثر شار حرارتی با در نظر گرفتن محدودیت روند فرآیند از رابطه (۹) بدست می‌آید [۲].

$$BO = (3.2)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (9)$$

$$K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.14} BO^{1/4} \quad (10)$$

$$Q_{\max} = K \cdot h_{fg} \cdot A [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \left[\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4} \right]^{-2} \quad (11)$$

د) محدودیت خشک شدن: محدودیت خشک شدن در قسمت پایین تبخیرکننده اتفاق می‌افتد و علت آن کم بودن سیال کارگر می‌باشد. داده‌های تجربی نشان می‌دهد که نسبت حجم سیال کارگر پر

$$\text{شده به حجم کل در محدوده } 0.2 < \frac{V_l}{V_t} < 0.8 \text{ باشد، به حد بحرانی نمی‌رسد [۲].}$$

محدودیت‌های حرارتی بدست آمده به صورت زیر می‌باشد.

$$160 \quad (w)$$

- محدودیت جوش:

- محدودیت صوتی: ۲/۹۲۶ (kw)
- محدودیت روند فرآیند: ۵۳۳ (w)
- محدودیت خشک شدن: ۲/۲۲۳ (kw)

همانطور که ملاحظه می‌شود حداکثر توانایی انتقال حرارت ترموسیفون مورد بحث در دمای کارکرد $T_v = 328^\circ K$ برابر ۱۶۰ وات است که مقدار گرمای پیش‌بینی شده ۱۰۶ وات است بنابراین اطمینان حاصل می‌شود عملکرد ترموسیفون به مقدار بحرانی نمی‌رسد.

روش ϵ -NTU در مبدل حرارتی لوله گرمایی

در مبدل حرارتی لوله گرمایی، جهت بررسی و محاسبه آهنگ واقعی انتقال حرارت، از قسمت تبخیرکننده به چگالنده، آن را به دو مبدل حرارتی تقسیم‌بندی می‌کنیم یکی قسمت تبخیرکننده است که حرارت از چشمه حرارت به آن منتقل می‌شود و سیال داخل لوله تبخیر می‌شود و دیگری قسمت چگالنده است بخار ایجاد شده از تبخیر کننده به این قسمت حرکت نموده و پس از دادن حرارت به چاه حرارت سیال تقطیر شده و به قسمت تبخیرکننده بر می‌گردد. چون در هر دو قسمت تغییر فاز داریم لذا نسبت ظرفیت حرارتی $\Psi = 0$ می‌باشد.

روابط برای قسمت تبخیر کننده (گرم) برابر است با [۶]:

$$NTU_h = \frac{U_h A_h}{\dot{m}_h C_{p,h}} \quad (12)$$

$$\epsilon_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_p} = 1 - e^{-NTU_h} \quad (13)$$

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_h C_{p,h} \cdot \epsilon_h (T_{hi} - T_p) \quad (14)$$

و روابط برای قسمت چگالنده (سرد) برابر است با [۶]:

$$NTU_c = \frac{U_c A_c}{\dot{m}_c C_{p,c}} \quad (15)$$

$$\epsilon_c = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_p - T_{ci}} = 1 - e^{-NTU_c} \quad (16)$$

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_c C_{p,c} \cdot \epsilon_c (T_p - T_{ci}) \quad (17)$$

با معادل قرار دادن Q از روابط (۱۴) و (۱۷)، دمای لوله گرمایی بدست خواهد آمد. ضریب تاثیر کل برای لوله گرمایی به صورت زیر بدست می‌آید [۶ و ۷].

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_c C_{p,c} (T_{co} - T_{ci})}{(\dot{m}_c C_p)_{\text{total}} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{\dot{m}_h C_{p,h} (T_{hi} - T_{ho})}{(\dot{m}_h C_p)_{\text{total}} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (18)$$

بنابراین با بسط رابطه (۱۸) می‌توان ضریب تأثیر برای مبدل حرارتی لوله گرمایی جریان متقاطع با n مرحله به صورت زیر نوشت [۶].

$$\epsilon = \frac{n \epsilon_h \epsilon_c}{[1 + (n-1) \epsilon_h] \epsilon_c + \epsilon_h} \quad (19)$$

جریان آب گرم به صورت عرضی از روی قسمت تبخیرکننده ترموسیفون ها عبور می کند (n=18 تعداد ترموسیفون ها) در صورت برقراری $\varepsilon_h = \varepsilon_c = 1$ ، حداکثر مقدار ضریب مؤثر $\varepsilon = \varepsilon_{\max}$ با استفاده از رابطه (۱۹) به صورت زیر ساده می شود.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{n}{n+1}$$

بنابراین حداکثر مقدار ضریب مؤثر برای مبدل مورد استفاده از رابطه (۲۰) برابر $\varepsilon_{\max} = 0.947$ می باشد.

نتایج تجربی

نتایج تجربی بصورت سه آزمایش ذیل ارائه گردیده است.

آزمایش اول

هدف از انجام این آزمایش بدست آوردن میزان گرمای گرفته شده در قسمت تبخیرکننده (از آب گرم) و میزان دفع حرارت در قسمت چگالنده (به هوای محیط) به ازاء دبی های مختلف می باشد.

الف- شرح آزمایش

در این آزمایش آب مخزن تا دمای ۸۰ درجه سانتی گراد توسط المنت برقی ترموستات دار گرم می شود و با روشن کردن پمپ سانتریفیوژ آب داغ داخل سیستم جریان می یابد همچنین فن متصل به بدنه مبدل حرارتی هوا را از روی پره های چگالنده عبور می دهد روشن می کنیم بعد از مدتی عملکرد ترموسیفون ها به حالت پایدار می رسد و دمای ترمومترهای نصب شده روی بدنه مبدل حرارتی توسط ترمومتر ۱۰ کاناله اندازه گیری می شود.

ب- بررسی نتایج حاصل از آزمایش

میزان حرارت جذب شده در قسمت تبخیر کننده از رابطه زیر محاسبه می گردد.

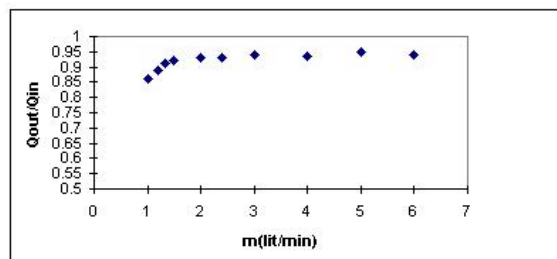
$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (21)$$

و همچنین میزان حرارت دفع شده توسط ترموسیفون ها در قسمت چگالنده برابر است با

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (22)$$

نتایج حاصل از این آزمایش به صورت شکل (۳) ارائه شده است، مشاهده می گردد با افزایش

دبی نسبت $\frac{Q_c}{Q_h}$ به حداکثر مقدار خود می رسد و این امر نشان می دهد که ترموسیفون ها اگر در شرایط طراحی کار بکنند دارای کارایی بیشتری نسبت به حالتی که پایین تر از شرایط طراحی کار می کنند، هستند.



شکل ۳- نسبت گرمای جذب شده به گرمای دفع شده بر حسب دبی آب

آزمایش دوم

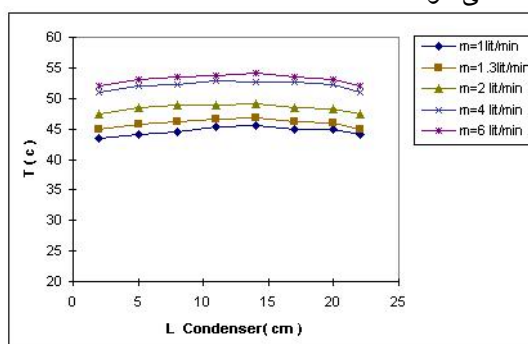
هدف از انجام این آزمایش بدست آوردن دمای کارکرد لوله گرمایی به ازاء شار حرارتی متفاوت می باشد.

الف)- شرح آزمایش

ترمومترها در فواصل ۲/۵ سانتی متری یکدیگر بر روی قسمت چگالنده ترموسیفون شماره ششم نصب شده است. و دستگاه آزمایش مطابق آنچه که در آزمایش اول شرح داده شد روشن می گردد و دماهای سطحی ترموسیفون شماره ششم از ردیف اول برای قسمت چگالنده بر حسب دبی های مختلف اندازه گیری می شود.

ب)- بررسی نتایج حاصل از آزمایش

اندازه گیری دماها نشان می دهد که دماهای سطحی هر ترموسیفون ثابت است و این مطلب همان عملکرد ترموسیفون در دمای ثابت را نشان می دهد. نتایج برای ترموسیفون شماره ششم از ردیف اول به صورت شکل (۴) ارائه گردیده است. لازم به ذکر است که دماهای ابتدا و انتهای هر ترموسیفون حدود ۲ درجه کمتر از دماهای نقاط مختلف دیگر آن می باشد که با تکرار آزمایش ها متوجه شدیم که سرعت فن در کمانه انتهایی پره بیشتر از سایر نقاط آن است که به همین دلیل باعث افت دما در این نقاط می شود.



شکل ۴- توزیع دما در طول ترموسیفون بر حسب دبی آب

نتایج همچنین نشان می‌دهد که با افزایش دبی آب گرم (افزایش شار حرارتی) دماهای سطحی افزایش می‌یابد و به این طریق شار حرارتی در قسمت چگالنده نیز افزایش می‌یابد.

آزمایش سوم

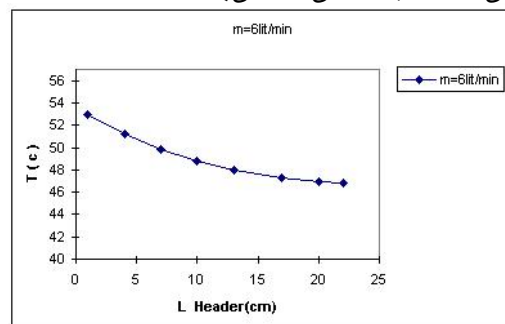
هدف بدست آوردن پروفیل توزیع دمای آب گرم و همچنین اختلاف دمای ورودی و خروجی در قسمت پایین مبدل حرارتی می‌باشد.

الف- شرح آزمایش

ترموکوپل‌ها را به فاصله ۲/۵ سانتی‌متر یکدیگر بر روی محفظه پوشش ترموسیفون‌ها در قسمت پایین مبدل حرارتی نصب می‌کنیم و دستگاه آزمایش مطابق آنچه که قبلاً گفته شد، روشن می‌کنیم و به ازاء حداکثر دبی آب دماهای مربوط را یادداشت می‌کنیم.

ب- بررسی نتایج حاصل از آزمایش

اندازه‌گیری‌های دما بر حسب طول مبدل حرارتی در شکل (۵) ارائه شده است. منحنی نشان می‌دهد که توزیع افت دما در طول مبدل حرارتی تقریباً یکنواخت می‌باشد و حداکثر اختلاف دما بین آب ورودی و خروجی ۴/۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.



شکل ۵- پروفیل توزیع دمای آب گرم بر حسب طول محفظه تبخیرکننده

نمادها:

عدد پرانتل [-]	Pr	سطح [m2]	A
نرخ انتقال حرارت [w]	Q	عدد بوند [-]	BO
نرخ انتقال حرارت در واحد سطح [w/m2]	q	ظرفیت گرمایی ویژه [kj/kg.k]	C_p
شعاع لوله [m]	R	قطر لوله [m]	D
مقاومت حرارتی [k/w]	R	شتاب جاذبه [m/s2]	g
ثابت گاز [j/(kg.k)]	R_g	گرمای نهان تبخیر [j/kg]	h_{fg}
دما [k]	T	ضریب انتقال حرارت [w/(m2.k)]	h
ضریب کلی انتقال حرارت [w/(m2.k)]	U	هدایت گرمایی [w/(m2.k)]	K
کارایی کل سطح انتقال حرارت [-]	ζ	نسبت ظرفیت گرمایی ویژه [-]	k'
جرم حجمی [kg/m3]	ρ	طول لوله [m]	L
گرانروی دینامیکی [kg/(m.s)]	μ	دبی جرمی [kg/s]	$\dot{m}$

n تعداد مراحل مبدل حرارتی [-] σ کشش سطحی [N/m]

زیر نویس‌ها		
air	هوا	
c	چگالنده - سرد	حداکثر
e	تبخیرکننده	حداقل
Ext	خارجی	بیرونی - خروجی
h	گرم	لوله
i,in	داخلی - ورودی	اشباع
L	فاز مایع	فاز بخار
Max		
Min		
o,out		
P		
sat		
U		

نتیجه‌گیری

- ۱- محدودیت جوش دارای حداقل مقدار است و این نشان‌دهنده آن است عامل محدودکننده در ترموسیفون محدودیت جوش می‌باشد که این مقدار ۱۶۰ وات می‌باشد در صورتی که ظرفیت ترموسیفون طراحی شده برای شرایط طرح ۱۰۶ وات می‌باشد.
- ۲- مبدل حرارتی مذکور توانایی انتقال حرارت ۱۷۳۰ وات می‌باشد.
- ۳- ضریب انتقال حرارت خارجی و داخلی در قسمت چگالنده از دو روش تئوری و تجربی بدست آمده که همخوانی خوبی با هم دارند.
- ۴- با افزایش دبی آب گرم (افزایش شار حرارتی ورودی) دمای سطحی چگالنده افزایش می‌یابد و به این طریق شار حرارتی در قسمت چگالنده نیز افزایش می‌یابد.
- ۵- لوله‌های گرمایی مستقل از یکدیگر عمل می‌کنند، لذا خرابی یک یا چند لوله عملکرد کلی سیستم را مختل نمی‌کند. بنابراین ضریب اطمینان مبدل حرارتی بسیار بالا می‌باشد.
- ۶- ضریب انتقال حرارت داخلی لوله‌های گرمایی بسیار بالا است که از آنها به عنوان ابررسانا نام برده می‌شود، به لحاظ انتقال مقدار بسیار زیاد حرارت، ابعاد مبدل حرارتی لوله گرمایی کوچکتر از حالت مبدل حرارتی معمولی (رادیاتور) است.
- ۷- جریان سیال چشمه یا چاه حرارت از روی سطح خارجی لوله‌ها عبور می‌کند، لذا افت فشار استاتیکی آنها کم است.

منابع

- ۱- خداویسی، صادق، طراحی و ساخت مبدل حرارتی مایع - گاز با استفاده از لوله‌های گرمایی»، دانشگاه تربیت مدرس، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، ۱۳۷۹.
- 2- A.Faghri, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis , 1995.
- 3- P.D.Dunn, D.A.Reay, "Heat Pipes", .Pergamon, 1994.
- 4- S.V.Konev, J.L.Wang, C.J.Tu, "Characteristics of A Heat Exchanger Based on A Collector Heat Pipe", Heat Recovery Systems & CHP) Vol .15 No.5,PP.493 –502 ,1995.
- 5- T.Murase, K.Yoshida, J.Fujikake, T koizumi , N.Nishijima," Heat Pipe Heat Sink' Heat Kicker' for cooling of semi –conductor", Fifth International Heat Pipe conference Tsukuba Japan, PP.24-33 oct. 1984 .
- 6- C.C. Silverstein, "Design and Technology of Heat Pipes for cooling and Heat Exchanger ", John wiley & Sons , 1994 .
- 7- P.Guo , D.L.Ciepliski , R.W.Besant," A Testing and HVAC Design Methodology for Air- to-Air Heat Pipe Heat Exchangers". HVAC & R Research Vol.4,No.1, PP3-26,1998.