

* حافظ بهرامی^۲

^۱استاد دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

^۲دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۸۲/۸/۹، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۴/۱۱/۱۲، تاریخ تصویب ۸۴/۱۲/۱۳)

افزایش بیش از حد دما در تجهیزات الکترونیکی می‌تواند به عدم کارکرد صحیح آنها بیانجامد. از طرفی توسعه روزافزون صنعت الکترونیک به سمت میکروالکترونیک، نیاز این صنعت به تجهیزات انتقال گرما با وزن و حجم کوچک و عملکرد بالا را بیشتر آشکار ساخته است. لوله‌های حرارتی ضربانی^۱ یک وسیله انتقال گرمای جدید می‌باشند که می‌توان آن‌را در دسته لوله‌های حرارتی خاص قرار داد. کوچک بودن قطر تیوب و اندازه کلی آن سبب شده است که بسیار مناسب برای تجهیزات میکروالکترونیکی نظیر CPU های کامپیوتر باشد. در این تحقیق یک مدل تحلیلی برای لوله‌های حرارتی ضربانی ارائه شده است. فرض شده است رژیم جریان به صورت جریان لخته‌ای^۲ یک‌بعدی باشد و سپس معادلات حاکم برای قطعات مایع به روش غیرصریح با شبکه غیریکنواخت و برای حباب‌های بخار به صورت صریح پیشرو حل شده‌اند. همچنین فرض شده است که ضریب انتقال حرارت تبخیری حباب‌های بخار ثابت باشد. تأثیر طول و دمای اواپراتور و تعداد خم‌های لوله‌های حرارتی ضربانی بر میزان عملکرد دستگاه مورد تحقیق قرار گرفته است. مشاهده گردید عملکرد لوله حرارتی ضربانی به شدت به دما و طول اواپراتور و همچنین تعداد خم‌های آن بستگی دارد.

: لوله‌های حرارتی ضربانی (PHP) - قطعات مایع و بخار - جریان لخته‌ای

نتیجه قابل قبولی نمی‌باشد. مدل ارائه شده توسط وانگ [۵] تنها به سینماتیک سیستم پرداخته و از ملاحظات انتقال حرارتی صرف نظر نموده است. سوآنپل [۶] معادلات اساسی را به یک قطعه مایع و دو قطعه بخار اطراف آن اعمال نمود. ایشان فهمید که مدل ارائه شده نمی‌تواند دقیقاً حرکت قطعات بخار را پیش‌بینی نماید ولی قادر به تخمین تقریبی چگونگی حرکت می‌باشد. شفیع [۷] و ژانگ و فقری [۸] به مدل نمودن PHP پرداختند. مدل ارائه شده هر چند که فرایندهای پیچیده دوفاز را در نظر نمی‌گیرد ولی برای پیش‌بینی تأثیر پارامترهای گوناگون مناسب می‌باشد. در این تحقیق یک مدل مناسب به همراه قوانین بقا به‌طور کامل ارائه شده است و سپس معادلات به‌طور عددی حل شده‌اند. تأثیر پارامترهای مؤثر در عملکرد PHP که در تحقیقات قبلی دیده نشده است در این تحقیق به تفصیل بحث گردید. بدلیل عدم وجود تحقیقات آزمایشگاهی و تجربی برای PHP حلقه‌باز امکان مقایسه دقیق با نتایج تجربی وجود ندارد. ولی روند تغییرات با نتایج تجربی گزارش شده در مورد PHP

لوله‌های حرارتی یک وسیله قابل اطمینان و بسیار مناسب به منظور انتقال گرما با نرخ مطلوب بین دو نقطه با اختلاف دمای هر چند ناچیز می‌باشد که دارای انعطاف‌پذیری قابل قبول، ساخت آسان و کنترل راحت است [۱]. لوله‌های حرارتی ضربانی (PHP) به علت خصوصیات عملکردی مناسب‌تر و همچنین قیمت نسبتاً پایین، اخیراً در تجهیزات میکروالکترونیکی به کار برده شده‌اند. در حالی که دیدگاه‌های بنیادی و اولیه در مورد این لوله‌های حرارتی در مدارک اختراع اسمیرنف و ساوچنکف [۲] یافت می‌شود، آکاچی [۳] به مسأله از دیدگاه مهندسی نگرست. بدین ترتیب اولین نمونه‌های PHP در دهه ۱۹۹۰ پدیدار شد. تلاش‌های زیادی برای تحلیل PHP از لحاظ ریاضی و تئوری با ساده‌سازی‌های بسیار زیاد انجام شده است. زوو و نورث [۴] با شبیه‌سازی PHP با جرم و فتر، سعی در مدل نمودن PHP داشتند ولی به علت ساده‌سازی بیش از حد موفقیت چندانی بدست نیامد. در این مدل ضریب فنریت به‌ازای همه نسبت پرشدگی‌ها با گذشت زمان افزایش پیدا می‌کرد که

حلقه‌بسته مقایسه شده است.

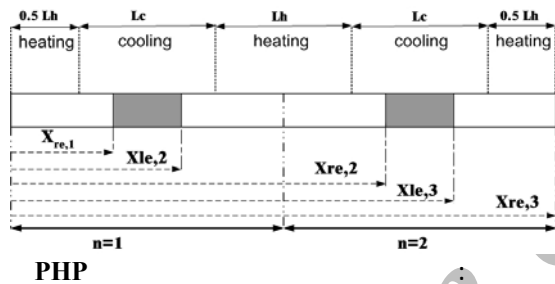
۳- از افت فشار در خم‌های تیوب صرف‌نظر شده‌است.

۴- تغییرات جرم قطعات مایع ناچیز در نظر گرفته شده‌است. بدین ترتیب می‌توان از شبکه با مرز ثابت در حل برای قطعات مایع استفاده نمود.

۵- میزان انتقال گرمای محسوس قطعات بخار در مقابل میزان انتقال گرمای محسوس قطعات مایع قابل صرف‌نظر می‌باشد.

معادله پیوستگی برای اُمین قطعه مایع به‌صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{dm_{li}}{dt} = \dot{m}_{in,li} - \dot{m}_{out,li} \quad (1)$$



می‌توان فرض نمود که تغییرات جرم هر قطعه مایع، معکوس متوسط تغییرات جرم قطعات بخار مجاور آن می‌باشد.

$$\frac{dm_{li}}{dt} = -\frac{1}{2} \left(\frac{dm_{vi}}{dt} + \frac{dm_{vi+1}}{dt} \right) \quad (2)$$

چون قطعه مایع حرکت رفت و برگشتی دارد، نیروی اصطکاک همواره خلاف جهت سرعت به قطعه وارد می‌گردد. بنابراین قانون دوم نیوتن برای قطعه مایع به‌صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{d(m_{li} \cdot v_{li})}{dt} = \sum F_{ext} \quad (3)$$

$$\frac{d(m_{li} \cdot v_{li})}{dt} = [(p_{v,i} - p_{v,i+1})A] - \left[\pi \cdot D \cdot L_i \cdot \tau \cdot \frac{v_{li}}{|v_{li}|} \right] - [(-1)^n \cdot m_{li} \cdot g] \quad (4)$$

در معادله ۴ ضریب $v_{li}/|v_{li}|$ تضمین می‌کند که نیروی اصطکاک همواره در خلاف جهت سرعت به قطعه مایع وارد می‌گردد. همچنین به‌منظور این‌که نیروی وزن را به‌درستی در همهٔ خم‌های PHP اعمال نماییم، ضریب $(-1)^n$ در نظر گرفته شده‌است، به طوری‌که این ضریب

لوله‌های حرارتی ضربانی از لحاظ مفهومی، ساختار و پدیده‌های ترموفیزیکی با یکدیگر مشابه می‌باشند. ساختار این لوله‌های حرارتی به گونه‌ایست که دارای ویژگی‌های زیر می‌باشند:

- بدنه PHP از تعدادی لوله‌های نازک و خمیده تشکیل شده‌است. تعداد این خم‌ها معمولاً زیاد می‌باشد.
- برخلاف لوله‌های حرارتی معمولی دارای فتیله نمی‌باشند.
- به علت قطر کوچک لوله‌ها، تنش سطحی نسبت به نیروی گرانش، نیروی غالب است. هر چند که نیروی گرانش نیز بر عملکرد تأثیرگذار خواهد بود.
- عامل انتقال گرما علاوه بر گرمای محسوس^۳، گرمای نهان^۴ نیز می‌باشد.

اصولاً PHP یک وسیله انتقال گرمایی غیرتعادلی^۵ می‌باشد. واضح‌تر این‌که شرط موفقیت عملکرد یک PHP در انتقال بهتر گرما منوط به حفظ شرایط غیرتعادلی می‌باشد. هرچه این عامل به طرق مختلف بیشتر تقویت گردد، عملکرد بهتری را می‌توان انتظار داشت. در یکی از انتهای این توده لوله‌ها (اوپراتور) گرما دریافت شده و به‌وسیله فرآیند ضربانی سیستم بخار - مایع به انتهای دیگر (کندانسور) انتقال داده می‌شود. قطعات مایع و بخار از طریق ضربان‌های فشاری ایجاد شده در داخل سیستم به حرکت درمی‌آیند. ضربان‌های فشاری که عامل حرکت سیال داخل لوله می‌باشد، کاملاً از طریق فرایندهای گرمایی حاصل می‌شود.

حرکات و پدیده‌های نوسانی در یک PHP می‌تواند با حل معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی برای قطعات بخار و مایع، پیش‌بینی و حل گردند. در این تحقیق سعی در حل معادلات PHP حلقه‌باز می‌باشد. با توجه به شکل (۱) فرضیات مهمی که در این حل در نظر گرفته شده است، عبارتند از:

۱- ضریب انتقال حرارت تبخیری و تقطیری ثابت فرض شده‌است.

۲- قطعات مایع غیرقابل تراکم و حباب‌های بخار گاز ایده‌آل فرض شده‌اند.

$$\overline{Nu} = 0.012 (Re)^{0.87} - 280 Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{D}{L_{ii}} \right)^{2/3} \right] \quad 2200 < |Re| < 10000 \quad (12)$$

$$\overline{Nu} = 0.0236 |Re|^{0.8} Pr^{0.43} \quad |Re| > 10000 \quad (13)$$

بنابراین میزان انتقال حرارت که به قطعه مایع اضافه و یا از آن خارج می‌شود، عبارتست از:

$$Q_{in,li} = \int_{x_{re,i}}^{x_{le,(i+1)}} \pi \cdot D \cdot h_x \cdot (T_{ii,x} - T_w) \cdot dx \quad T_{ii} \geq T_w \quad (14)$$

$$Q_{out,li} = \int_{x_{re,i}}^{x_{le,(i+1)}} \pi \cdot D \cdot h_x \cdot (T_w - T_{ii,x}) \cdot dx \quad T_{ii} \leq T_w \quad (15)$$

که در معادلات ۱۴ و ۱۵ $T_{ii,x}$ توزیع دمایی در هر مکان x از امتداد لوله را مشخص می‌نماید.

معادله پیوستگی برای آمین قطعه بخار عبارتست از:

$$\frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi} \quad (16)$$

که $\dot{m}_{in,vi}$ میزان نرخ ورود جرم به علت تبخیر از قطعات مایع مجاور به قطعه بخار را نشان می‌دهد و به همین ترتیب، $\dot{m}_{out,vi}$ میزان خروج جرم از قطعه بخار به علت تقطیر می‌باشد. این دو مقدار به صورت زیر مشخص می‌گردند:

$$\dot{m}_{in,vi} = (h_h + h_{v,sen}) \cdot \pi \cdot d \cdot L_{hi} \cdot \frac{T_h - T_{vi}}{h_{fg}} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{out,vi} = (h_c + h_{v,sen}) \cdot \pi \cdot d \cdot L_{ci} \cdot \frac{T_{vi} - T_c}{h_{fg}} \quad (18)$$

در معادلات ۱۷ و ۱۸، T_h و T_c به ترتیب دمای دیواره اواپراتور و کندانسور را مشخص می‌کنند و فرض می‌شود که مقدار ثابتی باشند. h_c و h_h نیز به ترتیب ضریب انتقال حرارت تبخیری و تقطیری را برای قطعه بخار آمین مشخص می‌نمایند. مهمترین مسأله در حال حاضر چگونگی تعیین L_{ci} و L_{hi} در این معادلات است. که با توجه به لایه نازک اطراف حباب‌های بخار تعیین می‌گردد.

حال باید معادله انرژی برای حباب‌ها بخار نوشته شود. می‌توان حباب بخار را به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته و به راحتی برای آن قانون بقای انرژی را به کار برد.

$$\frac{dE_{c.v.}}{dt} = Q_{c.v.} - W_{c.v.} + \sum \dot{m}_{out,vi} \cdot h_{out} - \sum \dot{m}_{in,vi} \cdot h_{in} \quad (19)$$

اگر فرض گردد که مبادله انتقال حرارت قطعه بخار با محیط اطراف (تبادل گرمای محسوس با دیواره لوله) در

مقدار ۱ یا ۲ را به خود اختصاص می‌دهد. در معادله ۴، τ تنش برشی بین قطعه مایع آمین و دیواره لوله می‌باشد و می‌تواند به صورت زیر در نظر گرفته شود [۷]:

$$\tau = \frac{1}{2} C_{li} \rho_l \cdot v_{li}^2 \quad (5)$$

که در آن ضریب اصطکاک به صورت زیر تعیین می‌گردد:

$$C_{li} = \begin{cases} \frac{16}{Re_{li}} & Re_{li} \leq 1180 \\ 0.78 Re_{li}^{-0.2} & Re_{li} > 1180 \end{cases} \quad (6)$$

به منظور به دست آوردن انتقال حرارت تک فاز هر یک از قطعات مایع، باید ابتدا توزیع دمای هر یک از قطعات به دست آید. در این حالت فرض می‌گردد که توزیع گرما، تنها در راستای x (راستای امتداد تیوب PHP) بوده و $h_{l, sens}$ نیز ضریب انتقال حرارت به محیط اطراف باشد. معادله انرژی در یک قطعه مایع به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{1}{\alpha_l} \frac{dT_{ii}}{dt} = \frac{d^2 T_{ii}}{dx^2} - \frac{h_{l, sens} \cdot \pi \cdot D}{k_l \cdot A} (T_{ii} - T_w) \quad (7)$$

با توجه به شکل (۱)، شرایط مرزی معادله ۷ عبارتست از:

$$\begin{cases} T_{ii} = T_{v,i} & \text{when } x = x_{re,i} \\ T_{ii} = T_{v,i+1} & \text{when } x = x_{le,i+1} \end{cases} \quad (8)$$

از آنجایی که عدد رینولدز قطعه مایع ممکن است از حالت آرام به گذرا و بعداً به مغشوش تغییر نماید، ضریب انتقال حرارت، $h_{l, sens}$ ، از یک زمان به زمان دیگر متفاوت خواهد بود. بنابراین برای جریان آرام (رینولدز کوچکتر از ۲۲۰۰)، مسأله به صورت توسعه یافته گرمایی در نظر گرفته و عدد نوسلت متوسط به صورت زیر محاسبه می‌شود [۹]:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{4L_1^*} \ln \left(\frac{1}{\theta_m^*} \right) \quad (9)$$

$$L_1^* = \frac{L_{ii} / D}{Re_D \cdot Pr} \quad (10)$$

$$\theta_m^* = 8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{G_n}{\lambda_n^2} \exp(-2\lambda_n^2 \cdot L_1^*) \quad (11)$$

λ_n مقدار ویژه و G_n مقدار ثابت، می‌توانند به صورت زیر محاسبه شوند.

n	λ_n^2	G_n
	/	/
	/	/
	/	/

در حالتی که $n > 2$ از معادلات زیر استفاده می‌گردد:

$$\begin{cases} G_n = 1.01276 \lambda_n^{-1/3} \\ \lambda_n^2 = 4n + 8/3 \end{cases}$$

در ناحیه گذرا و مغشوش، اعداد نوسلت متوسط به طریق زیر محاسبه می‌گردد [۱۰]:

$$p_{vi}^{new} = \frac{m_{vi} \cdot R \cdot T_{vi}}{V_{vi}} \quad (29)$$

$$m_{li}^{new} = m_{li} + \frac{1}{2} \left[(m_{in,vi} - m_{out,vi}) + (m_{in,v(i+1)} - m_{out,v(i+1)}) \right] \Delta t \quad (30)$$

$$v_{li}^{new} = \frac{m_{li} v_{li} + \left[(p_{vi} - p_{v(i+1)}) \cdot A - (\pi \cdot D \cdot \tau \cdot L_{li} \cdot \frac{v_{li}}{V_{li}}) + ((-1)^n \cdot m_{li} \cdot g) \right] \Delta t}{m_{li}^{new}} \quad (31)$$

به منظور مشخص نمودن Δx_{vi} در معادله ۲۸ ابتدا مکان چپ و راست هر یک از حباب‌های بخار با استفاده از سرعت قطعه مایع مربوطه تعیین می‌گردد:

$$x_{re,i}^{new} = x_{re,i} + v_{li} \cdot \Delta t \quad (32)$$

$$x_{le,i}^{new} = x_{le,i} + v_{li} \cdot \Delta t \quad (33)$$

دو شرط مرزی که برای قسمت چپ حباب بخار اول و قسمت راست حباب بخار آخر برقرار است عبارتند از:

$$\begin{cases} x_{re,N+1} = L \\ x_{le,1} = 0 \end{cases} \quad (34)$$

بنابراین:

$$\begin{cases} \Delta x_{re,i}^{new} = x_{re,i}^{new} - x_{re,i} \\ \Delta x_{le,i}^{new} = x_{le,i}^{new} - x_{le,i} \end{cases} \quad (35)$$

$$\begin{cases} \Delta x_{re,N+1}^{new} = 0 \\ \Delta x_{le,1}^{new} = 0 \end{cases} \quad (36)$$

در نهایت:

$$\Delta x_{vi}^{new} = \Delta x_{re,i}^{new} - \Delta x_{le,i}^{new} \quad (37)$$

که در آن Δx_{vi}^{new} ، تغییرات طول قطعه بخار Δt را نشان می‌دهد.

با توجه به [۳]، در یک PHP حلقه‌باز بدون توجه به تعداد قطعات مایع اولیه در PHP، بعد از مدتی تعداد قطعات به اندازه تعداد قسمت‌های کندانسور که از هم جدا شده باشند خواهد بود. نکته مهم دیگر (همان‌طور که قبلاً اشاره شد) طریقه مدل نمودن L_c و L_h می‌باشد. در تحقیق انجام شده مدل‌های زیادی مورد بررسی قرار گرفته است. ولی تنها مدلی که منجر به حرکات پیوسته و نوسانی حباب‌های بخار گشته است مدلی است که در آن فیزیک لایه نازک حباب بخار را در نظر گرفته است. به‌عنوان یک قانون در این مورد باید گفت که در این مدل باید به قسمت مشترک یک حباب بخار و مایع مجاور آن توجه نمود. به‌طور مثال اگر حباب بخار ۱ و قطعه مایع ۱ در نظر گرفته شوند، تا زمانی که انتهای قطعه مایع ۱ در اوپراتور قرار دارد میزان L_h برابر با میزان طول حباب بخار ۱ بوده و

مقایسه با مبادله گرمای مایع با محیط اطراف ناچیز باشد، معادله ۱۹ می‌تواند به‌صورت زیر نوشته شود:

$$\frac{d(m_{vi} \cdot u_{vi})}{dt} = m_{in,vi} \cdot h_{in,vi} - m_{out,vi} \cdot P_{vi} \frac{dv_{vi}}{dt} \quad (20)$$

اگر فرض شود که u و h برحسب گرمای مخصوص بیان گردد، معادله ۱۹ به معادله ۲۱ تبدیل می‌شود:

$$u = c_v T$$

$$h = c_p T$$

$$m_{vi} \cdot c_v \cdot \frac{d(T_{vi})}{dt} = (m_{in,vi} - m_{out,vi}) R T_{vi} - P_{vi} \cdot A \cdot \frac{dx_{vi}}{dt} \quad (21)$$

در نهایت فشار قطعه بخار Δt با فرض گاز ایده‌آل به‌دست خواهد آمد.

$$p_{vi} \cdot V_{vi} = m_{vi} \cdot R \cdot T_{vi} \quad (22)$$

انتقال حرارت در PHP، به‌عنوان کل گرمای منتقل‌شده از اوپراتور به کندانسور تعریف می‌شود. قسمتی از این انتقال حرارت به‌علت تبخیر و تقطیر سیال عامل بوده و قسمتی دیگر نیز مربوط به انتقال حرارت تک‌فاز بین قطعه مایع و دیواره لوله می‌باشد. مقدار گرمای تبخیری و تقطیری از هر یک از قطعات بخار از معادلات ۲۳ و ۲۴ بدست می‌آید:

$$Q_{in,vi} = m_{in,vi} \cdot h_{fg} \quad (23)$$

$$Q_{out,vi} = m_{out,vi} \cdot h_{fg} \quad (24)$$

به این ترتیب اگر فرض شود که N قطعه مایع و $N+1$ قطعه بخار موجود باشد، میزان کل انتقال حرارت که به PHP وارد یا از آن خارج می‌شود، به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

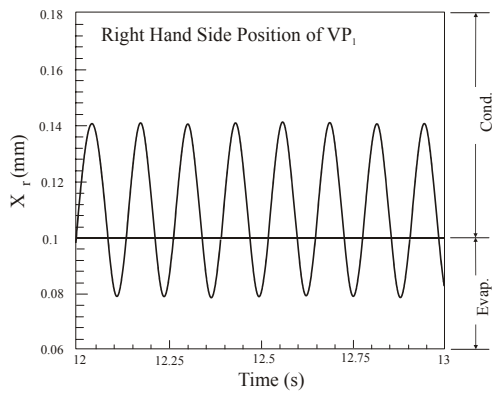
$$Q_{total,in} = \sum_{i=1}^{N+1} Q_{in,vi} + \sum_{i=1}^N Q_{in,li} \quad (25)$$

$$Q_{total,out} = \sum_{i=1}^{N+1} Q_{out,vi} + \sum_{i=1}^N Q_{out,li} \quad (26)$$

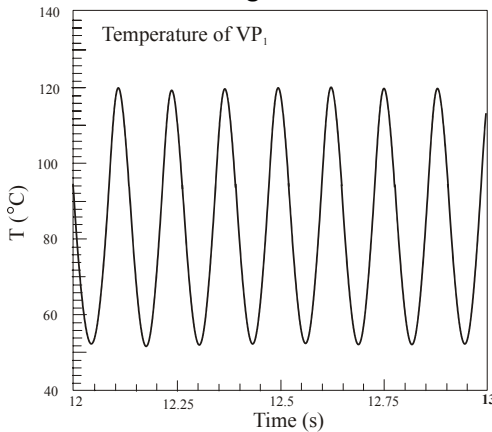
روش حل به گونه‌ایست که ابتدا کلیه معادلات مربوط به قطعه بخار و معادله ممنتم و پیوستگی قطعه مایع، به روش صریح^۶ حل شده و مقادیر آن در زمان $t + dt$ با استفاده از مقادیر زمان t به‌دست آورده می‌شود.

$$m_{vi}^{new} = m_{vi} + (m_{in,vi} - m_{out,vi}) \Delta t \quad (27)$$

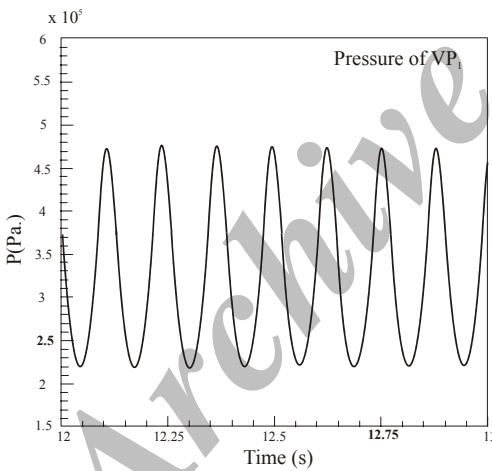
$$T_{vi}^{new} = T_{vi} + \frac{(m_{in,vi} - m_{out,vi}) R \cdot T_{vi} \cdot \Delta t - p_{vi} \cdot A \cdot \Delta x_{vi}}{m_{vi} \cdot C_v} \quad (28)$$



(ج)



(ب)



(الف)

() () () :

شکل (۳) تغییرات موقعیت، فشار و دمای حباب بخار ۲ را نشان می‌دهد. فاصله بین دو خط در منحنی تغییرات مکانی دو انتهای بخار (شکل ۳-ج) نشان‌دهنده طول حباب بخار می‌باشد. شرایط اولیه و حل به‌گونه‌ای است که دو انتهای حباب بخار همواره در خلاف جهت یکدیگر حرکت نموده‌اند به طوری‌که یا هر دو در اوپراتور واقع شده‌اند یا هر دو در کندانسور. در این شکل مرز بین

میزان L_c صفر می‌باشد. به محض این‌که سمت چپ قطعه مایع ۱ وارد کندانسور گردد، L_h صفر شده و میزان L_c برابر با اختلاف فاصله قسمت انتهایی سمت راست حباب بخار ۱ و نقطه جداکننده اوپراتور و کندانسور خواهد بود. این روند برای بقیه حباب‌های بخار نیز قابل کاربرد می‌باشد.

به‌منظور شروع حل تکراری، شرایط اولیه باید مشخص گردند. همچنین در ابتدا فرض شده‌است که قطعه بخار در دما و فشار اشباع قرار داشته باشند. بقیه شرایط اولیه و اطلاعات مربوط به هندسه در زیر آمده‌است:

$$p_{vi} = 5628 \text{ pa}$$

$$T_h = 120^\circ \text{ c}$$

$$T_{vi} = 35^\circ \text{ c}$$

$$FR = 0.614$$

$$h_{h,v} = 150 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}}$$

$$h_{c,v} = 100 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}}$$

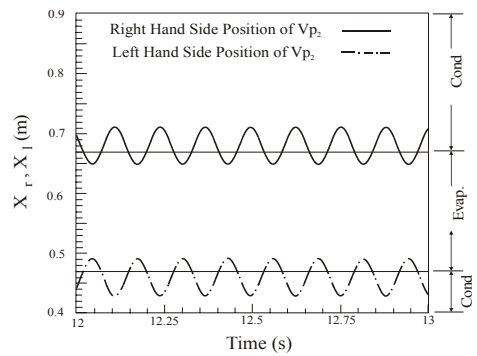
$$T_c = 20^\circ \text{ c}$$

$$D = 0.0015 \text{ m}$$

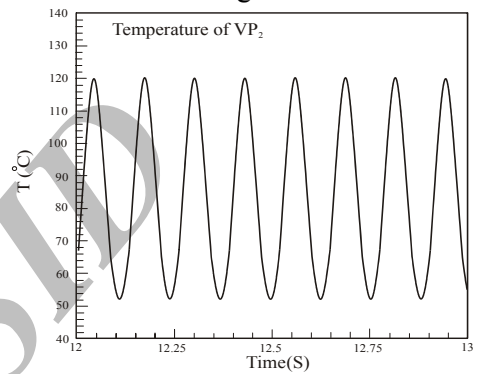
$$L_c = 0.185 \text{ m}$$

نتایج نشان داده‌است که دستگاه بعد از ۱۲ ثانیه به شرایط دائم خواهد رسید. شکل (۲) تغییرات موقعیت، دما و فشار حباب بخار ۱ در بازه زمانی ۱۲ تا ۱۳ ثانیه را نشان می‌دهند. در ابتدا هر دو مقدار فشار و دما به یک مقدار معین نزول پیدا می‌کنند چراکه در این حالت انتهایی سمت راست حباب بخار ۱ در قسمت کندانسور قرار داشته و تقطیر و در نتیجه کاهش دما و فشار اتفاق خواهد افتاد. هنگامی‌که فشار به‌اندازه کافی پایین باشد، قطعه مایع ۱ به‌طرف اوپراتور حرکت خواهد نمود. به این ترتیب دما و فشار حباب بخار ۱ در اثر تراکم حباب افزایش می‌یابد. ولی تا زمانی‌که انتهای سمت چپ قطعه مایع در کندانسور قرار داشته باشد، هرگز تبخیری صورت نخواهد پذیرفت. به‌محض این‌که سمت چپ قطعه مایع ۱ وارد اوپراتور گردد بلافاصله تبخیر از مایع شروع می‌شود، در این حالت علاوه بر تراکم حباب بخار، تبخیر از مایع نیز موجب افزایش دما و فشار حباب بخار خواهد شد. دمای حباب بخار ۱ تا حدی بالا خواهد رفت که به دمای دیواره اوپراتور می‌رسد، در این حالت فشار نیز به ماکزیمم مقدار خود نزدیک خواهد شد. در این لحظه سرعت قطعه مایع به صفر رسیده به سمت راست حرکت خواهد نمود. فشار بخار ۱ به‌اندازه‌ای است که بتواند قطعه مایع ۱ را به‌سمت راست جلو براند.

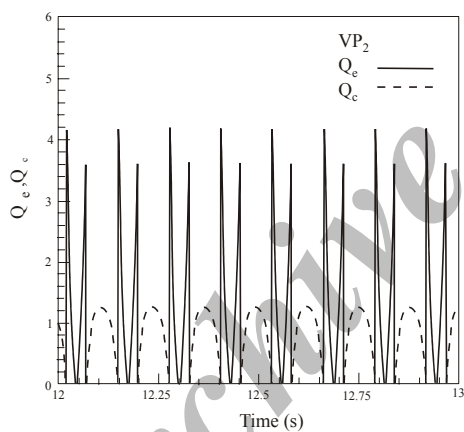
به محض وارد شدن در این منطقه یک جهش در میزان گرمای تبخیری رخ می‌دهد و سپس شروع به کم شدن خواهد نمود. هنگامی که به حداکثر فشردگی خود نزدیک شود میزان گرمای تبخیری به کمترین میزان خود یعنی صفر خواهد رسید. چراکه در این نقطه دمای حباب بخار به دمای دیواره اواپراتور خواهد رسید. بعد از این با حرکت سمت چپ قطعه مایع ۱ به طرف راست، میزان گرمای تبخیری صفر خواهد شد. علت این امر را نیز می‌توان با توجه به خشک شدن لایه نازک اطراف حباب بخار ۱ توضیح نمود. از این پس میزان گرمای تقطیری اضافه خواهد شد. هنگامی که حباب بخار ۱ به حداکثر طول خود نزدیک می‌شود، میزان طول لایه نازک که سبب تقطیر شدن بخار می‌گردد نیز به میزان حداکثر خود نزدیک می‌شود. به طوری که با حرکت دوباره سمت چپ قطعه مایع به طرف چپ، میزان گرمای تقطیری کاهش می‌یابد. این حرکت نوسانی در طول زمان در کل PHP ادامه خواهد داشت.



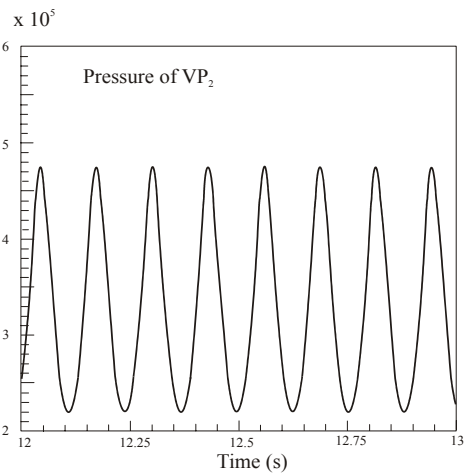
(ج)



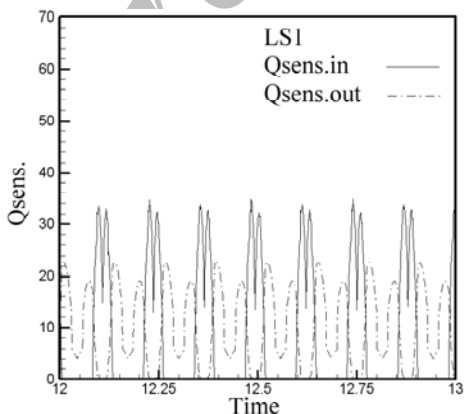
(ب)



(ا)



(د)



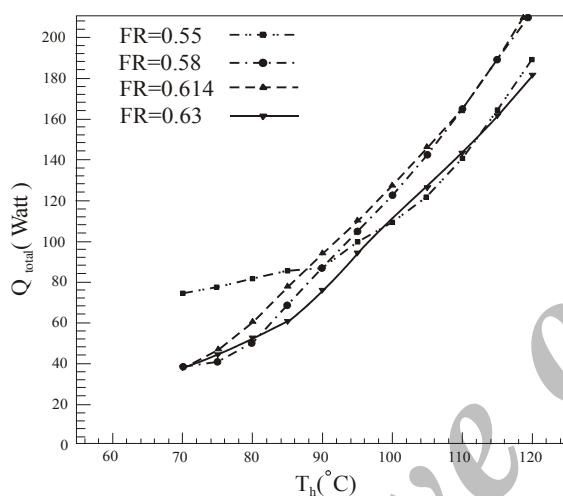
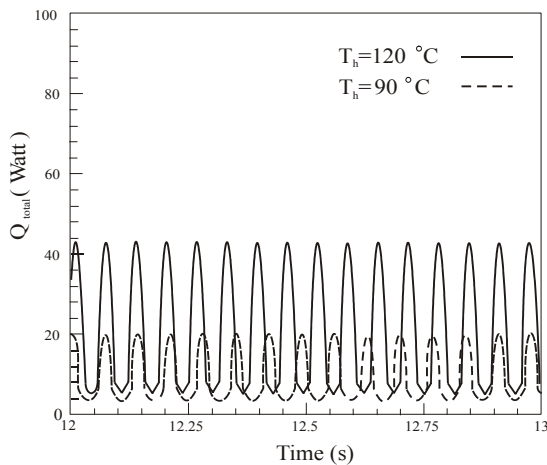
(ه)

() () () :

اواپراتور و کندانسور توسط خطوط مستقیم ترسیم شده مشخص می‌باشد. در این حالت هر دو انتهای حباب بخار آزادند که در منطقه اواپراتور یا کندانسور قرار گیرند. فرکانس این تغییرات با 180° اختلاف فاز دقیقاً مشابه با حباب بخار ۱ می‌باشد. تغییرات موقعیت، فشار و دمای حباب بخار ۳ دقیقاً مشابه با حباب ۱ می‌باشد. نرخ انتقال حرارت تبخیری، تقطیری و محسوس برای قطعه بخار ۱ و قطعه مایع ۱ در حالت دائمی در شکل (۴) نشان داده شده‌است. با مراجعه به شکل (۲) دیده می‌شود وقتی سمت راست اولین حباب به سمت اواپراتور حرکت می‌کند،

() :

()

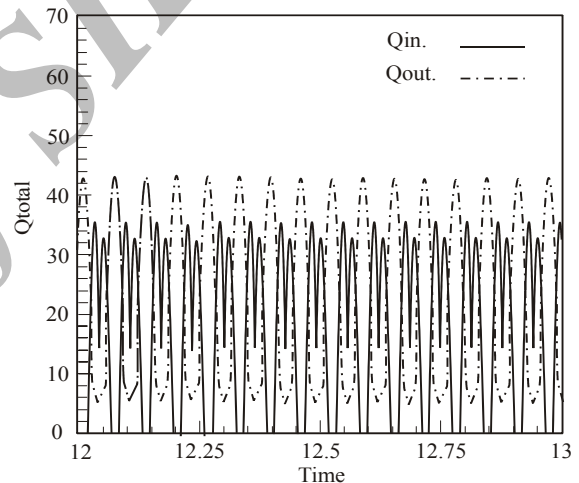


شکل (۷) نحوه تأثیر افزایش دمای اواپراتور بر گرمای کل انتقالی را نشان می‌دهد. این روند با روند ذکر شده در [۷] مطابقت دارد. در تمامی موارد دمای کندانسور در $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ثابت نگهداری شده‌است. قاعده کلی که در تمام موارد حاکم می‌باشد این است که با افزایش دمای اواپراتور، عملکرد PHP به‌طور کلی بهبود می‌یابد. از آنجایی که در این مورد دمای اواپراتور تغییر می‌کند، بنابراین متغیر مناسب به منظور بررسی عملکرد PHP، مقاومت حرارتی آن می‌باشد. شکل (۸) میزان تأثیر تغییرات دمای اواپراتور بر مقاومت حرارتی برای نسبت پرتشنگی‌های $0/614$ و $0/63$ را به‌صورت بی‌بعد نشان می‌دهد.

PHP

همان‌طور که در شکل (۹) نشان داده شده‌است می‌توان چگونگی افزایش میزان گرمای انتقالی بر اثر

هنگامی که قطعه مایع به‌طور کامل در کندانسور قرار داشته باشد هیچ‌گونه گرمای محسوس به قطعه مایع تزریق نمی‌شود، ولی به‌محض ورود قطعه مایع به منطقه اواپراتور می‌توان میزان تزریق گرمای محسوس به قطعه مایع را مشاهده نمود. تغییرات شدید و ناگهانی در میزان گرمای محسوس به تغییر رژیم جریان آرام به جریان گذرا مرتبط می‌باشد. از آنجایی که همواره قسمتی از تکه مایع در کندانسور باقی خواهد ماند، بنابراین گرمای محسوس خروجی از قطعه مایع هرگز صفر نخواهد شد. با مقایسه شکل (۴-الف) و (۴-ب) معین می‌شود که نقش انتقال حرارت محسوس در مقابل انتقال حرارت تبخیری بسیار بیشتر می‌باشد که این نتیجه با اظهارات بیان شده در [۳] مطابقت دارد.

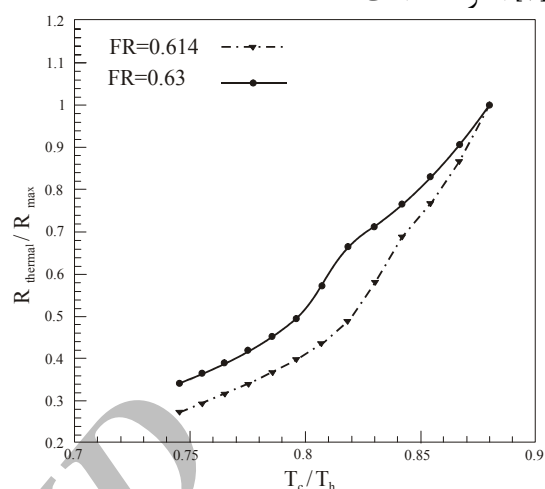


PHP

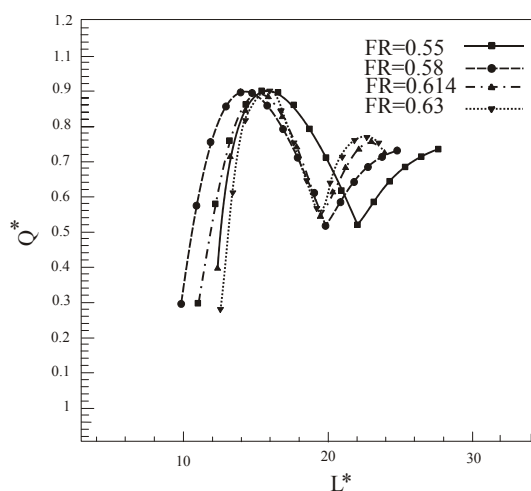
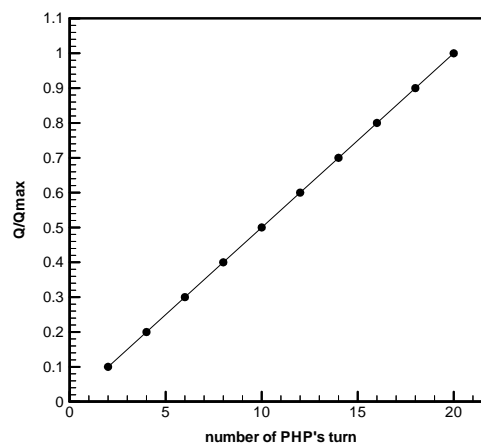
شکل (۵) تغییرات نرخ گرمای کل ورودی و خروجی به PHP را نشان می‌دهد. با انتگرال‌گیری گرمای کل روی بازه زمانی ۱۲ تا ۲۰ ثانیه مشخص می‌گردد که میزان گرمای ورودی و خروجی به PHP تنها 3% با هم اختلاف دارند که نشان از صحت محاسبات دارد.

شکل (۶) تغییرات در نرخ انتقال حرارت کل به‌ازای دو دمای اواپراتور، 90 و 120 درجه سانتی‌گراد را نشان می‌دهد. بررسی‌ها نشان داده‌است که کاهش 25% درصدی در دمای اواپراتور با توجه به کاهش میزان اختلاف دمای دیواره کندانسور و اواپراتور حدود 55% در گرمای کل کاهش به‌وجود خواهد آورد (شکل ۶).

افزایش تعداد خم‌ها را مشاهده نمود. این روند افزایشی در [۳] اشاره شده است.



PHP



تأثیر تغییرات طول اواپراتور در عملکرد PHP

شکل (۱۰) نحوه تأثیر تغییر طول اواپراتور در میزان کل گرمای انتقالی به ازای نسبت پرشدگی گوناگون را نشان می‌دهد. در تمامی موارد طول کندانسور ثابت و برابر ۰/۱۸۵ متر در نظر گرفته شده است. ملاحظه می‌شود با کاهش نسبت پرشدگی از ۰/۶۳ به ۰/۵۵، میزان گرمای خروجی افزایش خواهد یافت. در این شکل L^* و Q^* به صورت زیر تعریف می‌گردد.

$$L^* = \frac{L_c - L_h}{(L_c - L_h)_{\max}} (FR)^2$$

$$Q^* = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

این مقاله با توجه به در نظر گرفتن جریان لخته‌ای یک‌بعدی و حل عددی روند تأثیر بسیاری از پارامترهای مؤثر در PHP را به‌خوبی پیش‌بینی نموده است. روش حل به‌گونه‌ای بوده است که حباب بخار به‌صورت یک‌بعدی و یک‌پارچه در نظر گرفته شده و قطعه مایع به وسیله شبکه متغیر که در دو طرف انتهایی آن فشرده می‌باشد، حل شده است. خلاصه نتایج به‌شرح زیر می‌باشد:

- تغییرات دمای اواپراتور به شدت در میزان انتقال حرارت انتقالی تأثیرگذار می‌باشد. هر چه اختلاف دمای اواپراتور و کندانسور بیشتر باشد، میزان انرژی انتقالی نیز بیشتر خواهد بود.
- نقش انتقال حرارت تبخیری در مقابل انتقال حرارت محسوس، در میزان گرمای انتقالی PHP بسیار ناچیز است. بنابر این در مدل‌های بعدی می‌توان از این فرض در ساده‌سازی مسئله استفاده نمود.
- افزایش در تعداد خم‌های PHP منجر به افزایش نرخ گرمای انتقالی خواهد شد.
- تغییرات طول اواپراتور با توجه به ثابت بودن طول کندانسور، در نسبت پرشدگی‌های مختلف می‌تواند یک نقطه بهینه داشته باشد.

فهرست علائم

h	: آنتالیپی
Q_e	: انتقال حرارت تبخیری
Q_c	: انتقال حرارت تقطیری
Q_{total}	: انتقال حرارت کل لوله حرارتی
$Q_{\text{sense,o}}$: انتقال حرارت محسوس خروجی

قطر لوله	: D	انتقال حرارت محسوس ورودی	: $Q_{sense,i}$
قطعه بخار	: VP	انرژی داخلی	: u
أم آقطعه بخار	: VP_i	PHP تعداد کل خم‌های	: N
قطعه مایع	: LS	أم آجرم قطعه بخار	: m_{vi}
أم آقطعه مایع	: LS_i	أم آجرم قطعه مایع	: m_{li}
کار انجام شده	: w	جهت مختصات در راستای لوله	: x
گرمای اضافه شده	: Q	دمای دیواره اواپراتور	: T_h
گرمای مخصوص در حجم ثابت	: C_v	دمای دیواره کندانسور	: T_c
گرمای مخصوص در فشار ثابت	: C_p	دمای دیواره لوله	: T_w
گرمای نهان	: h_{fg}	دمای قطعه بخار	: T_v
لوله حرارتی ضربانی	: PHP	زمان	: t
مساحت قطر لوله	: A	سرعت	: v
PHP مقاومت حرارتی	: R_{th}	أم آسرعت قطعه مایع	: v_{li}
مکان سمت چپ قطعه مایع	: x_l	ضریب انتقال حرارت تبخیری	: h_h
مکان سمت راست قطعه مایع	: x_r	ضریب انتقال حرارت تقطیری	: h_c
نسبت پرشدگی	: FR	ضریب انتقال حرارت محسوس	: h_{sen}
نیروی خارجی	: F_{ext}	طول اواپراتور	: L_h
نیروی گرانش	: g	PHP طول کل لوله	: L
ضریب هدایت حرارتی	: k	طول کندانسور	: L_c
ضریب پخش حرارتی	: α	عدد پراتل	: Pr
تنش سطحی	: σ	عدد رینولدز	: Re
چگالی	: ρ	عدد نوسلت	: Nu
تنش برشی	: τ	عدد نوسلت متوسط	: \overline{Nu}
		أم آفشار قطعه بخار	: P_{vi}

- 1 - Faghri, A. (1995). *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Fraveis, USA.
- 2 - Smyrnov, G. and Savechenkov, G. (1975). US Patent No. 504065.
- 3 - Khandekar, S. (2004). *Thermo- Hydrodynamics of Closed Looped Pulsating Heat Pipe*, 19 July.
- 4 - Zuo, Z. J. and North, M. T. (2000). "Miniature High Heat Flux Heat Pipes for Cooling Electronics." *Proc. of SEE*, Hong Kong, PP. 573-579.
- 5 - Wong, T., Tong, B. Y., Lim, S. M. and Ooi, K. T. (1999). "Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipe." *Conf.*, Tokyo, Japan, PP.159-163.
- 6 - Swanepoel, G., Taylor, A. and Dobson, R. (2000). "Theoretical Modeling of Pulsating Heat Pipes." *Proc. Int. Heat Pipe Symp.*, Chiang Mai, Thailand, PP. 227-234.
- 7 - Shafii, M. B., Faghri, A. and Zhang, Y. (2001). "Thermal Modeling of Unlooped and Looped Pulsating Heat Pipes." *Journal of Heat Transfer*, Vol. 123, PP. 1159-1172.
- 8 - Zhang, Y. and Faghri, A. (2002). "Heat Transfer in a Pulsating Heat Pipe with Open End." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, PP. 755-764.

9 - Kays, W. M. and Crawford, M. E. (1994). *Convective Heat and Mass Transfer*, McGrawHill.

10 - Bejan, B. (1995). *Convection Heat Transfer*, 2nd edition, John Wiley & Sons, Inc., New York.

- 1 - Pulsating heat pipe (PHP)
- 2 - Slug flow
- 3 - Sensible Heat
- 4 - Latent Heat
- 5 - Non Equilibrium Condition
- 6 - Explicit

Archive of SID