



Design of a Capillary-Driven Microfluidic Cooling System Using Non-Uniform Cross Section Microchannel

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Azarkish H.* PhD

How to cite this article

Azarkish H. Design of a Capillary-Driven Microfluidic Cooling System Using Non-Uniform Cross Section Microchannel. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(6):1319-1325.

ABSTRACT

In the present work, a novel microchannel configuration is proposed to improve the cooling performance of a capillary-driven microfluidic system. In this approach, the possibility of meniscus formation inside the microchannel is increased for a wide range of operating temperature by controlling the capillary and viscous forces. The proposed microchannel consists of three sections. The first section is a narrow part of microchannel to control the pressure drop. The second section of microchannel is an evaporator. The meniscus is formed in this section due to balance of the capillary and viscous forces. It can move along the microchannel until the entrance of the third section of microchannel. The third section is a wide part of microchannel. The meniscus cannot move further in this section due to decreasing the capillary pressure. The evaporation rate from meniscus is estimated by using the thin film evaporation theory. Results show that the heat flux up to 30-100 W/cm² (at the range of 70-100°C) can be dissipated by the evaporation mechanism from a hydrophilic membrane.

Keywords Microfluidic Cooling System; Capillary Pressure; Thin Film Evaporation

*Mechanical Engineering Department, Shahid Nikbakht Engineering Faculty, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

*Correspondence

Address: University of Sistan and Baluchestan, Daneshgah Boulevard, Zahedan, Iran, postal code: 9816745845
Phone: +98 (54) 31136456
Fax: +98 (54) 33447092
hassan.azarkish@eng.usb.ac.ir

Article History

Received: April 17, 2018
Accepted: December 16, 2018
ePublished: June 01, 2019

CITATION LINKS

[1] Nano-and microstructures for thin-film evaporation-A review [2] Characteristics of an evaporating thin film in a microchannel [3] Evaporation analysis in sintered wick microstructures [4] Field vibration tests of bridge stay cables incorporated with magnetorheological (MR) dampers [5] Heat and mass transfer during evaporation of thin liquid films confined by nanoporous membranes subjected to air jet impingement [6] A novel silicon bi-textured micropillar array to provide fully evaporated steam for a micro-Rankine cycle application [7] Design of micropillar wicks for thin-film evaporation [8] Enhanced heat transfer in biporous wicks in the thin liquid film evaporation and boiling regimes [9] Analysis of flow patterns emerging during evaporation in parallel microchannels [10] Water evaporation phenomena on micro and nanostructured surfaces [11] A modified disjoining pressure model for thin film evaporation of water [12] The interline heat-transfer coefficient of an evaporating wetting film [13] A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro heat pipe with a grooved wick [14] Effects of superheat and temperature-dependent thermophysical properties on evaporating thin liquid films in microchannels [15] Single-phase liquid friction factors in microchannels [16] Critical heat flux maxima during boiling crisis on textured surfaces

طراحی سیستم خنک‌کاری میکروسیالی مبتنی بر نیروی کشش سطحی با استفاده از میکروکانال با سطح مقطع غیریکنواخت

حسن آذرکیش* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

چکیده

در کار حاضر، طرحی جدید برای میکروکانال‌های یک سیستم خنک‌کاری میکروسیالی مبتنی بر نیروی کشش سطحی پیشنهاد شده است تا راندمان سیستم افزایش یابد. در این رویکرد، با کنترل نیروهای کشش سطحی و اصطکاکی، احتمال تشکیل هلالی سیال در داخل میکروکانال در گستره وسیعی از دماهای کارکرد افزایش می‌یابد. میکروکانال طرح پیشنهادی از سه بخش تشکیل شده است. بخش نخست دارای سطح مقطع کوچکی است و به منظور کنترل آفت فشار اصطکاکی از آن استفاده می‌شود. بخش دوم، تبخیرکننده با سطح مقطع متوسط است. موازنه میان نیروهای کشش سطحی و اصطلاکی باعث تشکیل هلالی سیال در این بخش از میکروکانال می‌شود. هلالی می‌تواند در طول این بخش از میکروکانال حرکت کند تا به ورودی بخش سوم برسد. بخش سوم میکروکانال دارای سطح مقطع بزرگ است، لذا فشار مویبینگی در این بخش به شدت کاهش می‌یابد و مانع حرکت بیشتر هلالی به سمت جلو می‌شود. نرخ تبخیر از سطح هلالی با استفاده از تئوری تبخیر از لایه نازک مایع تخمین زده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که در رویکرد پیشنهادی، قابلیت دسترسی به مقادیر شار حرارتی بیش از ۱۰۰-۳۰۰ وات بر سانتی‌متر مربع (در محدوده دمای سطح ۱۰۰-۷۰°C) توسط مکانیزم تبخیر از یک غشای آب‌دوست امکان‌پذیر است. **کلیدواژه‌ها:** سیستم خنک‌کننده میکروسیالی، فشار مویبینگی، تبخیر از لایه نازک مایع

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۱/۲۸

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۹/۲۵

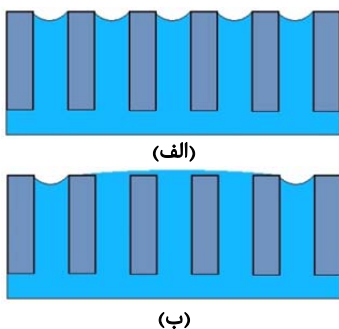
*نویسنده مسئول: hassan.azarkish@eng.usb.ac.ir

۱- مقدمه

پیشرفت روزافزون فناوری‌های مدرن نظیر پردازنده‌ها و قطعات الکترونیکی در ابعاد کوچک و قدرت بالا، نیازمند بهبود راندمان سیستم‌های خنک‌کاری است. در دهه گذشته، پژوهشگران طرح‌ها و ایده‌های زیادی برای ساخت سیستم‌های خنک‌کننده مبتنی بر پدیده تبخیر از سطح نازک مایع ارائه داده‌اند^[1]. در این پدیده، بیشترین نرخ انتقال حرارت (نرخ تبخیر) در نزدیکی سطح مشترک جامد-مایع-گاز روی می‌دهد، به گونه‌ای که با افزایش ضخامت لایه نازک مایع به بیش از یک میکرومتر، نرخ انتقال حرارت به شدت کاهش می‌یابد^[2]. بنابراین نکته کلیدی در طراحی این دسته از سیستم‌های خنک‌کننده، افزایش امکان تشکیل لایه‌های نازک مایع به ضخامت کمتر از یک میکرومتر در مجاورت سطح جامد است. برای این منظور، روش‌های گوناگونی توسط محققان پیشنهاد شده است که از جمله آنها می‌توان به استفاده از مواد متخلخل^[3]، میکروکانال‌ها^[4]، نانوکانال‌ها^[5] و میکروستون‌ها^[6,7] اشاره نمود.

با این وجود، در بسیاری از کاربردهای عملی که عامل حرکت سیال نیروهای کشش سطحی بوده، نرخ تبخیر بسیار کمتر از برآوردهای حاصل از تحلیلی‌های تئوری است. همچنین بر پایه برخی از تحقیقات، مقادیر بالای نرخ انتقال حرارت، تنها برای سیستم‌هایی با ابعاد بسیار کوچک قابل دسترسی است و با افزایش ابعاد سیستم، مقدار نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد^[8]. یکی از دلایل این امر، وجود برخی از عدم قطعیت‌ها و غیریکنواختی‌هایی است که معمولاً در عمل وجود دارد، ولی در طراحی در نظر گرفته نمی‌شوند. به عنوان نمونه، یک غشای سیلیکونی متشکل از تعداد

زیادی میکروکانال را مطابق با شکل ۱-الف در نظر بگیرید. با توجه به آب‌دوست بودن سطح دیواره میکروکانال، سیال تحت تاثیر نیروی کشش سطحی به درون میکروکانال نفوذ می‌کند و هلالی مایع در آن تشکیل می‌شود. در مدل‌سازی تئوری فرض می‌شود در تمامی میکروکانال‌ها، یک هلالی مایع تشکیل می‌شود و تبخیر از لایه نازک مایع، واقع در سطح مشترک جامد-مایع-گاز روی می‌دهد. بنابراین برای محاسبه نرخ کلی تبخیر، میزان تبخیر برای یک میکروکانال، محاسبه و در تعداد میکروکانال‌ها ضرب می‌شود. در عمل، لبه کانال‌ها کاملاً به صورت قائم نیست و ممکن است در طی مراحل ساخت، کمی آسیب ببینند. از طرفی به علت بالا بودن نیروهای کشش سطحی در میکروکانال‌ها، سیال تا لبه غشا نفوذ می‌کند و هلالی مایع در قسمت لبه میکروکانال تشکیل می‌شود. آسیب‌دیدگی لبه میکروکانال‌ها ممکن است باعث شود که شکل هلالی در این قسمت تغییر کند یا مقداری از سیال به سطح غشا نفوذ کند. در این حالت، لایه‌ای از سیال به صورت پیوسته و به قطر بیش از یک میکرومتر، بخشی از سطح را فرا می‌گیرد و عملاً تمامی میکروکانال‌های موجود در آن بخش غیرفعال می‌شوند (شکل ۱-ب). عامل دیگری که باعث نفوذ آب به سطح غشا، تشکیل لایه سیال و غیرفعال شدن میکروکانال‌ها می‌شود، حرکت نوسانی هلالی در حال تبخیر در لبه میکروکانال است. این حرکت نوسانی به صورت تجربی در میکروکانال‌ها^[9] و همچنین در میان آرایه‌ای از میکروستون‌ها^[10] مشاهده شده است. هرچه دمای سطح بالاتر باشد، دامنه نوسانات نیز افزایش می‌یابد و ممکن است هلالی مایع به سمت بیرون کانال و در روی سطح غشا حرکت کرده باشد و باعث از بین رفتن سطح مشترک مایع-جامد-گاز با ضخامت کمتر از یک میکرومتر شود. از طرفی غیریکنواختی‌های سطح غشا شامل غیریکنواختی‌های هندسی در لبه کانال‌ها، تفاوت دما در لبه کانال‌های مختلف یا اختلاف فشار بین دو طرف غشا در سوراخ‌های مختلف، اثر منفی نوسانات هلالی را افزایش می‌دهد و ممکن است باعث غیرفعال شدن تعداد بیشتری از میکروکانال‌ها شود. لازم به ذکر است که با بزرگ شدن ابعاد سیستم، مقادیر غیریکنواختی‌ها نیز بیشتر می‌شود و راندمان سیستم کاهش می‌یابد.

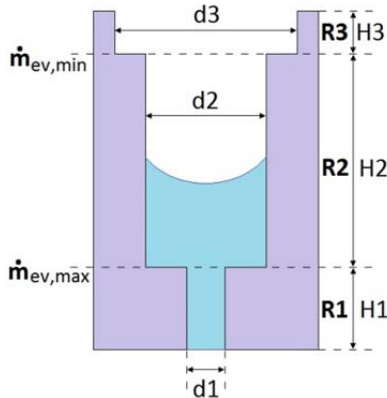


شکل ۱) طرحواره‌های یک غشا به عنوان تبخیرکننده؛ الف) میکروکانال‌های فعال، ب) میکروکانال‌های غیرفعال

از مجموع مطالب گفته شده می‌توان به این جمع‌بندی رسید که برای بهبود عملکرد سیستم خنک‌کننده، باید شرایطی را فراهم نمود که تعداد میکروکانال‌های فعال تبخیر بیشینه شود. برای این منظور، باید اطمینان حاصل شود که هلالی مایع در داخل تمامی میکروکانال‌ها (نه در لبه آنها) تشکیل شود و رفتار نوسانی هلالی، غیریکنواختی‌های سطحی و گرادپان‌های نامطلوب دما و فشار در

سطح و فاز بخار) در این بخش (ورودی کانال سوم) روی دهد، آن گاه می‌توان اطمینان حاصل کرد که هلالی سیال از این نقطه جلوتر نخواهد رفت. در نتیجه، امکان نفوذ سیال به سطح غشا، خیس‌شدگی سطح و غیرفعال شدن میکروکانال‌های تبخیر بسیار کاهش می‌یابد. با موازنه افت فشار اصطکاکی و فشار مویینگی در ورودی بخش سوم داریم:

$$\dot{m}_{eva,min} = \frac{\Delta P_{c,d3}}{R1 + R2} \quad (2)$$



شکل ۲) طرحواره میکروکانال پیشنهادی با سطح مقطع غیریکنواخت

۳- مدل‌سازی

لایه نازک مایع در مجاورت سطح جامد که در شکل ۳ نشان داده شده است را در نظر بگیرید. اختلاف فشار بین فاز مایع و بخار طبق معادله یانگ-لاپلاس به صورت زیر بیان می‌شود [2]:

$$P_v - P_l = P_c + P_d \quad (3)$$

که در آن P_c فشار مویینگی و P_d فشار منفصل است. فشار مویینگی حاصل از انحناهای سطح مشترک است و به صورت زیر محاسبه می‌شود [2]:

$$P_c = \sigma \frac{d^2 \delta}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{d\delta}{dx} \right)^2 \right]^{-3/2} \quad (4)$$

که در آن σ کشش سطحی و δ ضخامت لایه مایع است. فشار منفصل حاصل از نیروهای بین‌مولکولی در بخش لایه نازک مایع است. برای سیالات غیرقطبی، مقدار فشار منفصل، تابعی از نیروهای واندوالسی است. اما برای سیالات قطبی نظیر آب نمی‌توان از اثر سایر نیروهای بین‌مولکولی صرف نظر نمود. آذرکیش و همکاران [11] مدل اصلاح‌شده‌ای را برای تخمین فشار منفصل سیالات قطبی پیشنهاد داده‌اند:

$$P_d = P_{d,vdW} \left(\frac{\xi}{\delta} \right)^n = \frac{A}{\delta^3} \left(\frac{\xi}{\delta} \right)^n \quad (5)$$

که در آن A ثابت پراکنندگی با مقدار $A = 2.87 \times 10^{-21}$ است. همچنین $\xi = 1 \text{ m}$ و $n = 0.1$ برای آب روی سطح سیلیکون هستند. با فرض ثابت بودن فشار بخار در طول لایه نازک، جای‌گذاری رابطه ۴ در معادله ۳ و مشتق‌گیری نسبت به x معادله دیفرانسیل زیر برای تعیین ضخامت لایه نازک به دست می‌آید:

$$\delta^m - \frac{3\delta^* \delta^{n2}}{1 + \delta^{*2}} + \frac{1}{\sigma} \left(\frac{dP_l}{dx} - \frac{dP_d}{dx} \right) (1 + \delta^{*2})^{3/2} = 0 \quad (6)$$

گردایان فشار در طول لایه نازک مایع را می‌توان توسط رابطه زیر تخمین زد [2]:

$$\frac{dP_l}{dx} = \frac{3\nu}{\delta^3} \int_{-\infty}^x m'' dx \quad (7)$$

سطح غشا، کمترین اثر منفی را روی عملکرد سیستم خنک‌کننده داشته باشد. لذا در کار حاضر، طرحی جدید برای تبخیرکننده پیشنهاد می‌شود تا اثر معایب ذکرشده در غشاهای متعارف را کاهش دهد. برای این منظور، از میکروکانال‌ها با سطح مقطع غیریکنواخت در ساخت غشا استفاده می‌شود. میکروکانال‌های اشاره‌شده، از سه بخش اصلی تشکیل می‌شوند. نخست، بخشی با سطح مقطع کوچک به منظور ایجاد افت فشار برای به تعادل رسیدن نیروهای افت فشار و کشش سطحی است. دوم، بخش تبخیرکننده که هلالی مایع می‌تواند در این بخش حرکت کند و تبخیر از قسمت لایه نازک هلالی انجام شود. سوم، بخش با سطح مقطع بزرگ به منظور جلوگیری از نفوذ حرکت هلالی مایع به سطح غشا است. در ادامه، پس از معرفی طرح پیشنهادی، نمونه‌ای از ابعاد مناسب با توجه به محدودیت‌های ساخت و گستره دمایی کارکرد بین ۷۰ تا ۱۰۰°C، آرایه و نرخ تبخیر در آن محاسبه می‌شود. کار حاضر، این امیدواری را ایجاد می‌کند که کنترل پدیده تبخیر از لایه نازک مایع، امکان دسترسی به مقادیر قابل توجه انتقال حرارت در دمای زیر نقطه جوش مایعات را فراهم می‌کند.

۲- معرفی طرح پیشنهادی

شکل ۲، طرحواره‌ای از طرح پیشنهادی برای میکروکانال را نشان می‌دهد. همان گونه که مشاهده می‌شود، میکروکانال از سه بخش تشکیل شده است. سطح مقطع در بخش ورودی میکروکانال کمتر از سایر بخش‌ها است. بنابراین بیشترین فشار مویینگی و افت فشار اصطکاکی در این بخش از میکروکانال روی می‌دهد. نقش اصلی این بخش، ایجاد افت فشار اصطکاکی برای جریان سیال در توازن بین نیروهای اصطکاکی و فشار مویینگی است. مقاومت اصطکاکی جریان سیال در این بخش با $R1$ نمایش داده می‌شود. بخش دوم، بخش اصلی میکروکانال یا بخش تبخیرکننده است. طراحی بر این اساس صورت می‌گیرد که هلالی سیال در این بخش تشکیل شود. به علت بیشتر بودن فشار مویینگی نسبت به افت فشار اصطکاکی در بخش اول، سیال به ورودی بخش دوم می‌رسد. در ورودی بخش دوم به علت افزایش ناگهانی سطح مقطع، فشار مویینگی به شدت کاهش می‌یابد، اما افت فشار اصطکاکی کاهش نمی‌یابد. لذا امکان موازنه بین نیروهای اصطکاکی و مویینگی در ورودی بخش دوم وجود دارد. طراحی و تعیین ابعاد میکروکانال به گونه‌ای است که بیشترین نرخ تبخیر در ورودی بخش دوم صورت گیرد. بنابراین داریم:

$$\dot{m}_{eva,max} = \frac{\Delta P_{c,d2}}{R1} \quad (1)$$

بیشترین نرخ تبخیر در بالاترین دمای سطح و بالاترین اختلاف دما میان سطح و فاز بخار روی می‌دهد. با کاهش هر یک از مقادیر ذکرشده، میزان تبخیر نیز کاهش می‌یابد و لذا دبی جرمی سیال و افت فشار اصطکاکی کاهش می‌یابد. بنابراین، هلالی سیال به سمت بالاتر حرکت می‌کند تا در مکان دیگری از کانال، موازنه بین نیروهای مویینگی و افت فشار اصطکاکی برقرار شود. به‌ازای دماهای پایین سطح و نرخ تبخیر کم، نیروی حاصل از افت فشار اصطکاکی کمتر از نیروی حاصل از پدیده مویینگی خواهد بود. در این حالت، هلالی مایع تمایل دارد تا به بخش سوم کانال با سطح مقطع بزرگ وارد شود. در این بخش نیز به علت اختلاف ناگهانی در سطح مقطع میکروکانال، فشار مویینگی به شدت کاهش می‌یابد. حال اگر طراحی ابعاد میکروکانال به گونه‌ای باشد که کمترین نرخ تبخیر (متناظر با کمترین دمای کاری و کمترین اختلاف دمای بین

۴- نتایج

نرخ تبخیر از لایه نازک مایع در میکروکانال تابعی از سه پارامتر دمای سطح (T_s)، اختلاف دمای سطح و فاز بخار (ΔT) و عرض میکروکانال (شعاع انحنای سطح هلالی) است. به علت وجود گرادیان دما در غشای تبخیرکننده که متشکل از هزاران میکروکانال بوده، دمای سطح میکروکانالها با یکدیگر متفاوت است. بنابراین ابعاد میکروکانالها باید به گونه‌ای انتخاب شوند که به ازای محدوده تغییرات دمای غشا، تمامی میکروکانال فعال باشد. لازم به ذکر است، میکروکانال فعال به میکروکانالی گفته می‌شود که هلالی سیال در داخل آن، تشکیل و تبخیر از لایه نازک مایع انجام شود. در کار حاضر، محدوده تغییرات دمای سطح غشا $7-100^\circ\text{C}$ در نظر گرفته شده است. همچنین آب در فشار اتمسفر به عنوان سیال خنک‌کننده در نظر گرفته شده است. در نتیجه می‌توان اطمینان حاصل کرد که جوشش در میکروکانالها روی نمی‌دهد و انتقال حرارت به صورت تبخیر از لایه نازک مایع است. اختلاف دمای سطح و فاز بخار تابعی از شرایط کارکرد، شرایط محیطی و شرایط هندسی سیستم خنک‌کننده است. کنترل دقیق این پارامتر در عمل بسیار مشکل است. با این وجود به علت کوچک بودن ابعاد میکروکانال و ضریب بالای انتقال حرارت جابه‌جایی در ابعاد کوچک، می‌توان انتظار داشت که مقدار ΔT کوچک باشد. لذا در کار حاضر، بازه تغییرات این پارامتر $1^\circ\text{C} < \Delta T < 1^\circ\text{C}$ در نظر گرفته می‌شود.

به منظور مقایسه عملکرد طرح پیشنهادی با میکروکانالهای متعارف، در ابتدا میزان نرخ تبخیر و محل تشکیل هلالی برای میکروکانالها با سطح مقطع یکنواخت مورد بررسی قرار می‌گیرد. طول میکروکانالها 400 میکرومتر و سطح مقطع آنها مربعی به طول ضلع‌های 2 ، 4 ، 10 و 20 میکرومتر هستند. معادله ۶ به ازای مقادیر مختلف T_s و ΔT به روش رانگ کوتای مرتبه ۴ حل شده و نتایج حاصل در نمودارهای ۴-۱ نمایش داده شده است.

همچنین مقادیر فشار مویبندی، دبی سیال ناشی از فشار مویبندی و مقادیر بیشینه و کمینه توان تبخیر در میکروکانالهای مختلف در جدول ۱ آورده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، در تمامی میکروکانالها با افزایش دمای سطح و اختلاف دمای میان سطح و فاز بخار، توان تبخیر نیز افزایش می‌یابد. با این وجود، در تمامی حالات، مقدار بیشینه توان تبخیر (متناظر با $T_s=100^\circ\text{C}$ و $\Delta T=10^\circ\text{C}$) کمتر از دبی جریان ناشی از فشار مویبندی است. بنابراین در تمامی حالات فوق، هلالی سیال به لبه کانال می‌رسد و امکان نفوذ آب به سطح غشا و از بین رفتن هلالی سیال وجود دارد. با کاهش سطح مقطع میکروکانال، توان تبخیر کاهش و مقادیر فشار مویبندی و مقاومت اصطکاکی میکروکانال افزایش می‌یابند. اما شدت افزایش مقاومت اصطکاکی بسیار بیشتر از افزایش فشار مویبندی است. لذا با کوچک شدن سطح مقطع میکروکانال، مقادیر دبی جرمی تبخیر و دبی جرمی ناشی از فشار مویبندی به یکدیگر نزدیک می‌شوند. در نتیجه، تنها در دو حالت شامل کاهش عرض میکروکانال یا افزایش طول آن، امکان تشکیل هلالی در داخل میکروکانال (قبل از رسیدن به سطح غشا) وجود دارد. لذا عرض میکروکانال برای غشا به ضخامت 400 میکرومتر باید کمتر از 2 میکرومتر باشد (یا ضخامت غشا بیش از 400 میکرومتر برای میکروکانالهایی به عرض 2 میکرومتر). در این صورت نسبت طول میکروکانال به عرض آن بیش از 200 خواهد بود و این موضوع ساخت غشای خنک‌کننده را بسیار سخت و حتی غیرممکن می‌کند. زیرا معمولاً از روش حکاکی یونی عمیق (DRIE) در ساخت غشای خنک‌کننده استفاده می‌شود و نسبت عمق به عرض میکروکانال در

واینر و همکاران^[12] رابطه‌ای را برای محاسبه نرخ تبخیر در طول لایه نازک پیشنهاد کرده‌اند:

$$m'' = a(T_{lv} - T_v) - b(P_d + P_c) \quad (8)$$

که در آن:

$$a = C \left(\frac{M}{2\pi RT_{lv}} \right)^{1/2} \frac{P_v M h_{fg}}{RT_v T_{lv}} \quad b = C \left(\frac{M}{2\pi RT_{lv}} \right)^{1/2} \frac{P_v V_l}{RT_{lv}}$$

اما در روابط فوق، مقدار دما در سطح مشترک مایع بخار (T_{lv}) معلوم نیست. بنابراین از یک معادله کمکی دیگر برای تعیین مقدار T_{lv} استفاده می‌شود. برای این منظور می‌توان فرض کرد در هر مقطع از لایه نازک مایع، میزان شار حرارتی رسانشی برابر با میزان گرمای نهان ناشی از تبخیر است^[2]:

$$m'' h_{fg} = \frac{k_l (T_w - T_{lv})}{\delta} \quad (9)$$

با ترکیب معادلات ۸ و ۹، میزان شار تبخیر و دمای سطح مشترک در طول لایه نازک به صورت زیر قابل محاسبه است^[13]:

$$T_{lv} = \frac{1}{a + \frac{k_l}{\delta h_{fg}}} \left[k_l \frac{T_w}{\delta h_{fg}} + a T_v + b(P_d + P_c) \right] \quad (10)$$

$$m'' = \frac{1}{1 + \frac{a \delta h_{fg}}{k_l}} [a(T_w - T_v) - b(P_d + P_c)] \quad (11)$$

با حل همزمان معادله دیفرانسیل ۶ و معادلات ۱۰ و ۱۱ می‌توان ضخامت لایه نازک مایع، دمای سطح مشترک و شار تبخیر را در هر مقطع از لایه نازک محاسبه نمود. حل معادله دیفرانسیل ۶ نیازمند تعیین سه شرط مرزی زیر است:

$$\begin{aligned} \delta|_{x=0} &= \delta_0 \\ \delta'|_{x=0} &= \text{finite} \\ \delta''|_{x=0} &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

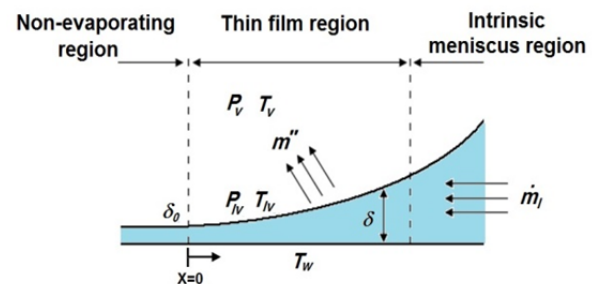
توضیحات بیشتر در مورد معادلات حاکم، شرایط مرزی و روش حل در منابع مختلف^[2, 4, 14] آورده شده است. برای محاسبه افت فشار در میکروکانال از روابط زیر استفاده می‌شود^[15]:

$$\Delta P = \frac{2fl}{\rho D_h A^2} \dot{m}^2 \quad (13)$$

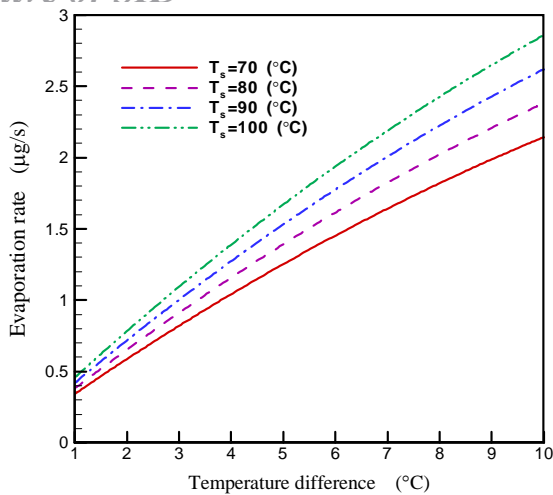
$$fRe = 24(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5) \quad (14)$$

که در آن D_h قطر هیدرولیک کانال است. همچنین برای محاسبه نیروی کشش سطحی در میکروکانال با سطح مقطع مربع به طول ضلع d می‌توان از رابطه زیر استفاده نمود:

$$\Delta P_c = \frac{4\sigma}{d} \cos(\theta) \quad (15)$$



شکل ۳) طرحواره لایه نازک مایع در مجاورت دیواره^[4]



نمودار ۱) نرخ تبخیر به‌ازای مقادیر مختلف T_s و ΔT در میکروکانال به عرض ۲۰ میکرومتر

جدول ۱) مقادیر فشار مویینگی، دبی سیال ناشی از فشار مویینگی، بیشینه و کمینه توان تبخیر در میکروکانال‌های مختلف

$\dot{m}_{eva,max}$ (µg/s)	$\dot{m}_{eva,min}$ (µg/s)	\dot{m}_c (µg/s)	ΔP_c (کیلوپاسکال)	d (میکرومتر)
۰/۱۳۰	۰/۰۱۲	۰/۳۶	۸۶/۸	۲
۰/۳۴۶	۰/۰۳۶	۲/۹۱	۴۳/۴	۴
۱/۱۷۷	۰/۱۳۳	۴۵/۵۳	۱۷/۴	۱۰
۲/۸۵۹	۰/۳۴۰	۳۶۴/۲۵	۸/۷	۲۰

با توجه به ایده مطرح‌شده در کار حاضر، ابعاد میکروکانال باید به‌گونه‌ای انتخاب شوند که هلالی در بخش دوم میکروکانال (بخش تبخیرکننده) ایجاد شود و تغییرات T_s و ΔT تنها باعث تغییر مکان تشکیل هلالی در این بخش از میکروکانال باشد. برای این منظور، باید روابط ۱ و ۲ برقرار باشند. علاوه بر این، برخی از قیود هندسی دیگر به‌شرح زیر در نظر گرفته شده است:

۱- طول کلی میکروکانال برابر با $H_1+H_2+H_3=400\mu m$ (میکرومتر) بوده که مجموع طول‌های سه بخش از کانال است.
 ۲- به‌علت محدودیت‌های ساخت، نسبت طول به عرض میکروکانال در تمامی بخش‌های آن باید کمتر از ۳۰ باشد ($H_i/d_i < 30$, $i=1,2,3$)

۳- سطح مقطع میکروکانال در تمامی بخش‌ها به‌صورت مربع است.

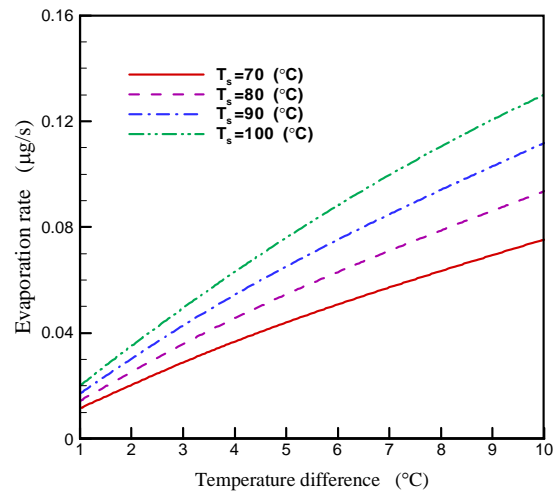
۴- به‌منظور ایجاد مقاومت اصطکاکی، عرض میکروکانال در بخش نخست برابر با $d_1=2$ (میکرومتر) در نظر گرفته شده است.

۵- به‌منظور کاهش فشار مویینگی و توقف حرکت هلالی، عرض میکروکانال در بخش سوم برابر با $d_3=20$ (میکرومتر) در نظر گرفته شده است.

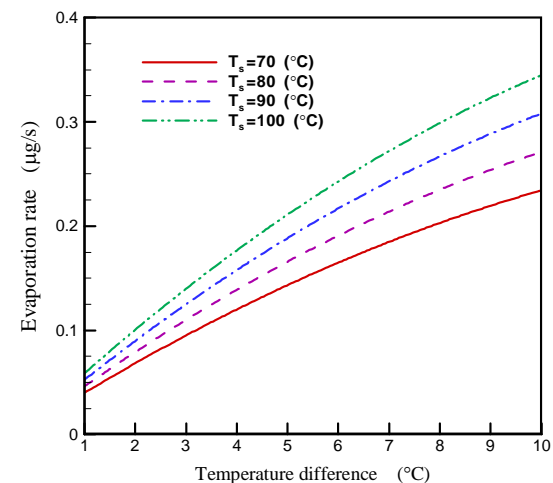
۶- به‌منظور اطمینان از عدم نفوذ سیال به سطح غشا بر اثر نوسانات تبخیر، حداقل طول بخش سوم برابر با $H_3 > 50$ (میکرومتر) در نظر گرفته می‌شود.

هدف به‌دست‌آوردن طول سه بخش از میکروکانال (H_1, H_2, H_3) و همچنین عرض قسمت تبخیرکننده (d_2) است، به‌گونه‌ای که تمامی شرایط و قیود طراحی را برآورده کند. طبق رابطه ۱، مقاومت جریان در بخش نخست تابعی از بیشینه نرخ تبخیر و همچنین فشار مویینگی در بخش تبخیرکننده است. طبق نتایج ارائه‌شده در نمودارهای ۱-۴، بیشینه نرخ تبخیر در $T_s=100^\circ C$ و $\Delta T=10^\circ C$ روی می‌دهد. بنابراین مقدار بیشینه تبخیر تنها تابعی از عرض قسمت

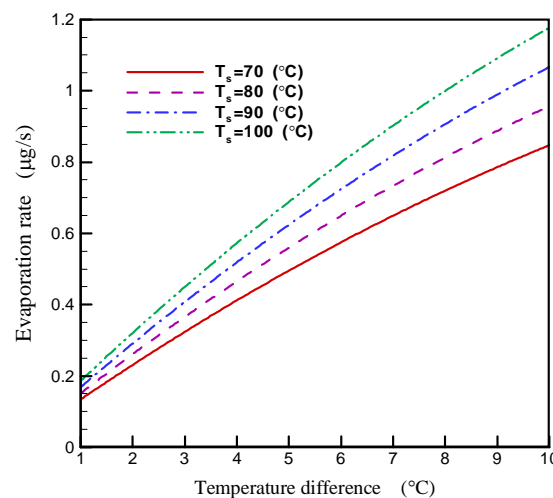
این روش نباید بیش از ۲۵ تا ۳۰ باشد. لذا میکروکانال با سطح مقطع یکنواخت نمی‌تواند گزینه مناسبی در طراحی غشای خنک‌کننده باشد.



نمودار ۲) نرخ تبخیر به‌ازای مقادیر مختلف T_s و ΔT در میکروکانال به عرض ۲ میکرومتر



نمودار ۳) نرخ تبخیر به‌ازای مقادیر مختلف T_s و ΔT در میکروکانال به عرض ۴ میکرومتر



نمودار ۴) نرخ تبخیر به‌ازای مقادیر مختلف T_s و ΔT در میکروکانال به عرض ۱۰ میکرومتر

برای میکروکانال که تمامی شرایط فوق را ارضا می‌کند، در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲) ابعاد میکروکانال پیشنهادی.

بخش	d (میکرومتر)	H (میکرومتر)	H/d
بخش اول	۲	۴۲	۲۱
بخش دوم	۹/۵	۲۰۸	۲۱/۹
بخش سوم	۲۰	۱۵۰	۷/۵

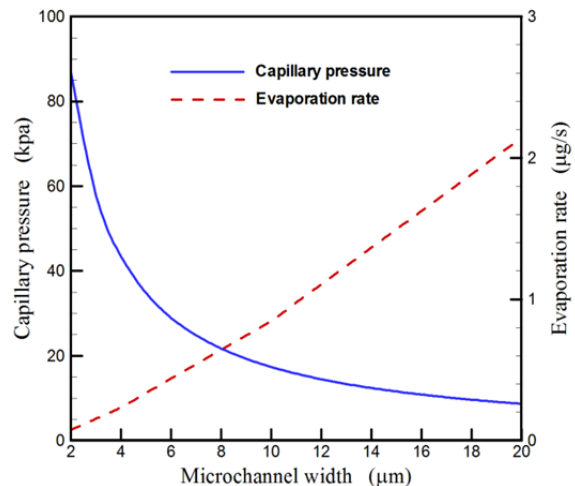
همان گونه که مشاهده می‌شود، با استفاده از میکروکانال با سطح مقطع غیریکنواخت و طول ۴۰۰ میکرومتر می‌توان اطمینان حاصل نمود که هلالی در داخل میکروکانال تشکیل می‌شود و به بیرون آن نفوذ نمی‌کند. بنابراین طرح پیشنهادی می‌تواند گزینه مناسبی در طراحی غشای خنک‌کننده متشکل از هزاران میکروکانال باشد. به‌عنوان مثال، آرایه‌ای مربعی از میکروکانال‌ها با طول گام ۵۰ میکرومتر را در نظر بگیرید. در این حالت، تعداد ۴۰۰۰ میکروکانال در یک غشا به سطح مقطع یک سانتی‌متر مربع می‌توان ایجاد نمود. در حالت ایده‌آل با فرض دمای یکنواخت در غشا، کمینه نرخ انتقال حرارت ۳۱/۱۳ وات بر سانتی‌متر مربع به‌ازای $T_s=70^\circ\text{C}$ و $\Delta T=1^\circ\text{C}$ و بیشینه نرخ انتقال حرارت ۱۰۱/۴۸ وات بر سانتی‌متر مربع به‌ازای $T_s=100^\circ\text{C}$ و $\Delta T=10^\circ\text{C}$ است. با این وجود، به‌علت وجود گردآیان دما در غشای تبخیرکننده، شرایط کارکرد تمامی میکروکانال‌ها یکسان نیست. بنابراین می‌توان انتظار داشت که نرخ انتقال حرارت بین مقادیر کمینه و بیشینه آن باشد که خود مقدار قابل توجهی است. به‌عنوان مثال، شار بحرانی جوشش هسته‌ای آب روی یک سطح سیلیکونی هموار برابر با ۱۰۰ وات بر سانتی‌متر مربع است [16]، در صورتی که نرخ انتقال حرارت از غشای سیلیکونی در دمای کمتر از نقطه جوش آب را در حدود ۶۵ وات بر سانتی‌متر مربع (میانگین مقادیر کمینه و بیشینه) می‌توان در نظر گرفت. بنابراین مطالعه حاضر، قابلیت استفاده از میکروکانال با سطح مقطع متغیر را در سیستم‌های خنک‌کننده‌ای که در زیر نقطه جوش سیال خنک‌کننده کار می‌کنند، به‌خوبی نشان می‌دهد.

۵- نتیجه‌گیری

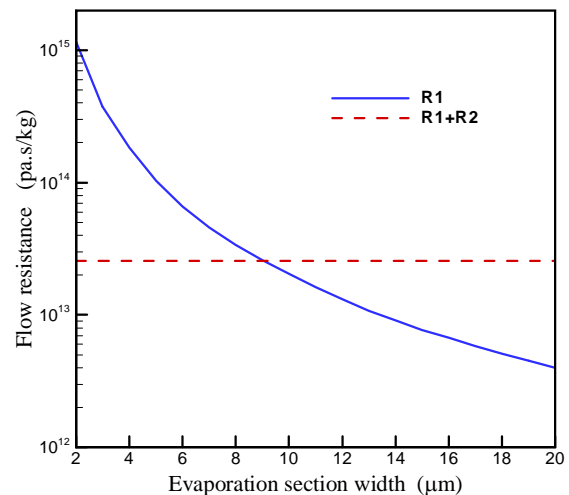
در کار حاضر، از میکروکانال‌هایی با سطح مقطع غیریکنواخت برای ساخت غشای سیلیکونی به‌منظور افزایش قابلیت خنک‌کنندگی آن استفاده شد. از آنجایی که فشار مویبندی، افت فشار اصطکاکی و توان تبخیر، تابعی از عرض میکروکانال (سطح مقطع آن) هستند، لذا می‌توان با انتخاب مناسب ابعاد میکروکانال در بخش‌های مختلف و کنترل میزان افت فشار و فشار مویبندی براساس توان تبخیر، از تشکیل هلالی در داخل میکروکانال در محدوده وسیعی از دماهای کارکرد اطمینان حاصل نمود. در این حالت، سیال به سطح غشای آب‌دوست نفوذ نمی‌کند و لذا تمامی کانال‌های غشا به‌لحاظ تبخیر فعال هستند. در کار حاضر، ابعاد یک نمونه از میکروکانال سه‌بخشی، محاسبه و نشان داده شد که میزان نرخ انتقال حرارت برای غشایی متشکل از این میکروکانال‌ها می‌تواند بین ۱۰۰-۳ وات بر سانتی‌متر مربع (در محدوده دمای سطح 70°C -۱۰۰) باشد. این میزان نرخ تبخیر در دماهای کمتر از نقطه جوش آب می‌تواند امیدواری‌های بسیاری در بهبود راندمان سیستم‌های خنک‌کننده ایجاد کند.

تشکر و قدردانی: موردی از سوی نویسنده بیان نشده است.

تبخیرکننده است که با افزایش آن افزایش می‌یابد (نمودار ۵). از طرفی، فشار مویبندی در بخش تبخیرکننده نیز تنها تابعی از عرض میکروکانال در این بخش است و مقدار آن با افزایش عرض میکروکانال به‌شدت کاهش می‌یابد (نمودار ۵). لذا مقاومت جریان در بخش نخست کانال تنها تابعی از عرض کانال در بخش تبخیرکننده بوده و مقدار آن با جای‌گذاری مقادیر بیشینه نرخ تبخیر و فشار مویبندی تبخیرکننده در رابطه ۱ قابل محاسبه است. همان گونه که در نمودار ۶ نشان داده شده است، مقدار R_1 با افزایش عرض قسمت تبخیرکننده به‌شدت کاهش می‌یابد.



نمودار ۵) مقادیر فشار مویبندی و بیشینه نرخ تبخیر در بخش تبخیرکننده برحسب عرض میکروکانال



نمودار ۶) مقاومت جریان برحسب عرض بخش تبخیرکننده

از طرفی طبق رابطه ۲، مجموع مقاومت‌های بخش نخست و بخش تبخیرکننده، تابعی از فشار مویبندی و کمینه تبخیر در بخش سوم میکروکانال است. کمینه نرخ تبخیر متناسب با $T_s=70^\circ\text{C}$ و $\Delta T=1^\circ\text{C}$ است. با معلوم‌بودن عرض میکروکانال در این بخش، مقدار R_1+R_2 قابل محاسبه است. لازم به ذکر بوده که مقاومت بخش نخست میکروکانال بسیار بیشتر از مقاومت تبخیرکننده است. لذا عرض بخش تبخیرکننده را می‌توان به‌گونه‌ای انتخاب کرد که مقاومت R_1 بسیار نزدیک به R_1+R_2 باشد و همچنین سایر قیود هندسی مطرح‌شده در این بخش ارضا شود. نمونه‌ای از ابعاد انتخاب‌شده

Thermal Sciences. 2015;96:191-200.

5- Narayanan Sh, Fedorov AG, Joshi YK. Heat and mass transfer during evaporation of thin liquid films confined by nanoporous membranes subjected to air jet impingement. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013;58(1-2):300-311.

6- Azarkish H, Behzadmehr A, Fanaei Sheikholeslami T, Sarvari SMH, Fréchet LG. A novel silicon bi-textured micropillar array to provide fully evaporated steam for a micro-Rankine cycle application. Journal of Physics D Applied Physics. 2014;47(47):475301.

7- Adera S, Antao D, Raj R, Wang EN. Design of micropillar wicks for thin-film evaporation. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016;101:280-294.

8- Coso D, Srinivasan V, Lu MC, Chang JY, Majumdar A. Enhanced heat transfer in biporous wicks in the thin liquid film evaporation and boiling regimes. Journal of Heat Transfer. 2012;134(10):101501.

9- Hardt S, Schilder B, Tiemann D, Kolb G, Hessel V, Stephan P. Analysis of flow patterns emerging during evaporation in parallel microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007;50(1-2):226-239.

10- Azarkish H, Behzadmehr A, Fanaei Sheikholeslami T, Sarvari SMH, Fréchet LG. Water evaporation phenomena on micro and nanostructured surfaces. International Journal of Thermal Sciences. 2015;90:112-121.

11- Azarkish H, Behzadmehr A, Fréchet LG, Fanaei Sheikholeslami T, Hosseini Sarvari SM. A modified disjoining pressure model for thin film evaporation of water. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 15-21 November, 2013, San Diego, California, USA. New York: American Society of Mechanical Engineers; 2013.

12- Wayner Jr PC, Kao YK, LaCroix LV. The interline heat-transfer coefficient of an evaporating wetting film. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1976;19(5):487-492.

13- Do KH, Kim SJ, Garimella SV. A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro heat pipe with a grooved wick. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2008;51(19-20):4637-4650.

14- Zhao JJ, Duan YY, Wang XD, Wang BX. Effects of superheat and temperature-dependent thermophysical properties on evaporating thin liquid films in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011;54(5-6):1259-1267.

15- Steinke ME, Kandlikar SG. Single-phase liquid friction factors in microchannels. International Journal of Thermal Sciences. 2006;45(11):1073-1083.

16- Dhillon NS, Buongiorno J, Varanasi KK. Critical heat flux maxima during boiling crisis on textured surfaces. Nature Communications. 2015;6:8247.

تأییدیه اخلاقی: نتایج آرایه شده، حاصل پژوهش نویسنده بوده که تا کنون در نشریه و یا مجموعه مقالات کنفرانس دیگری چاپ نشده است و در دست بررسی نیست.

تعارض منافع: مقاله حاضر هیچ گونه تعارض منافعی با اشخاص و سازمان‌های دیگر ندارد.

منابع مالی: از منابع مالی خاصی برای انجام پژوهش حاضر استفاده نشده است.

۶- پی‌نوشت

علامه

d	عرض میکروکانال (متر)
H	طول میکروکانال (متر)
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر (ژول بر کیلوگرم)
k	رسانندگی گرمایی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs^{-1})
P	فشار (پاسکال)
R	مقاومت جریان ($Paskg^{-1}$)
Re	عدد رینولدز
T	دما (کلوین)

علامه یونانی

δ	ضخامت لایه نازک مایع (متر)
μ	لزجت دینامیک ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ν	لزجت سینماتیک (m^2s)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	کشش سطحی (Nm^{-1})

زیرنویس‌ها

c	مویبندی
d	منفصل
eva	تبخیر
l	مایع
lv	مایع-بخار
v	بخار

منابع

- 1- Plawsky JL, Fedorov AG, Garimella SV, Ma HB, Maroo SC, Chen L, et al. Nano-and microstructures for thin-film evaporation-A review. Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering. 2014;18(3):251-269.
- 2- Wang H, Garimella SV, Murthy JY. Characteristics of an evaporating thin film in a microchannel. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007;50(19-20):3933-3942.
- 3- Bodla KK, Murthy JY, Garimella SV. Evaporation analysis in sintered wick microstructures. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013;61:729-741.
- 4- Azarkish H, Arslan S, Behzadmehr A, Sheikholeslami TF, Sarvari SMH, Fréchet LG. Experimental and numerical investigation of a shaped microchannel evaporator for a micro Rankine cycle application. International Journal of