

## مطالعه انتقال حرارت در آرایه ای از پره های متخلخل دو بعدی

حسین شکوهمند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

آرش اجلالی

فارغ التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۸۱/۱۲/۲۰، تاریخ دریافت مقاله اصلاح شده ۸۳/۳/۲، تاریخ تصویب ۸۳/۸/۱۶)

### چکیده

در این پژوهش انتقال حرارت جابجایی در یک دسته از فینهای متخلخل دو بعدی که تحت تاثیر جریان آرام سیال قرار دارند مورد مطالعه قرار گرفته است. معادله حاکم بر رفتار سیال در خارج از محیط متخلخل معادله ناوراستوکس و در داخل محیط متخلخل معادله برینکمن فورچهیمر می باشد. فینها دو بعدی با نسبت تخلخل ثابت و افقی قرار گرفته اند و جریان دو بعدی سیال به صورت جابجایی اجباری از روی این مجموعه عبور داده می شود. فرض شده است که فینها همگن و جریان سیال آرام و دائمی می باشد و تعادل حرارتی برای این مجموعه برقرار است. برای حل معادلات مومنتم در محیط سیال و فین از روش تابع چرخش جریان استفاده شده است. در این پژوهش پس از بدست آوردن میدان جریان و دما مشخص شد که فینهای متخلخل نسبت به دیگر انواع فینهای متداول راندمان بیشتری دارند. تاثیرات پارامترهای مختلف طراحی از قبیل شرایط هندسی، نسبت ضریب انتقال حرارت هدایت، سرعت ورودی سیال و نسبت تخلخل در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته است.

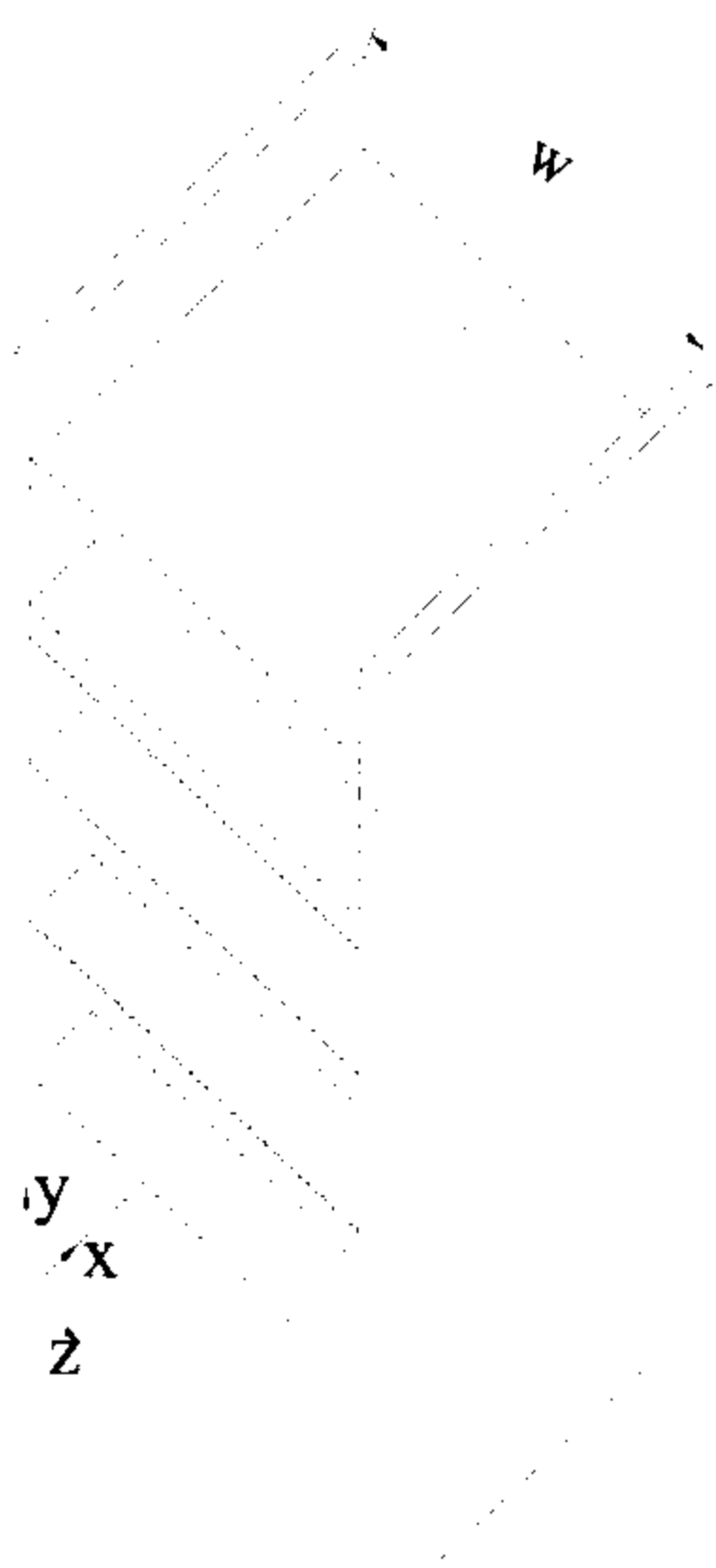
واژه های کلیدی: فین، تخلخل، جریان آرام

### مقدمه

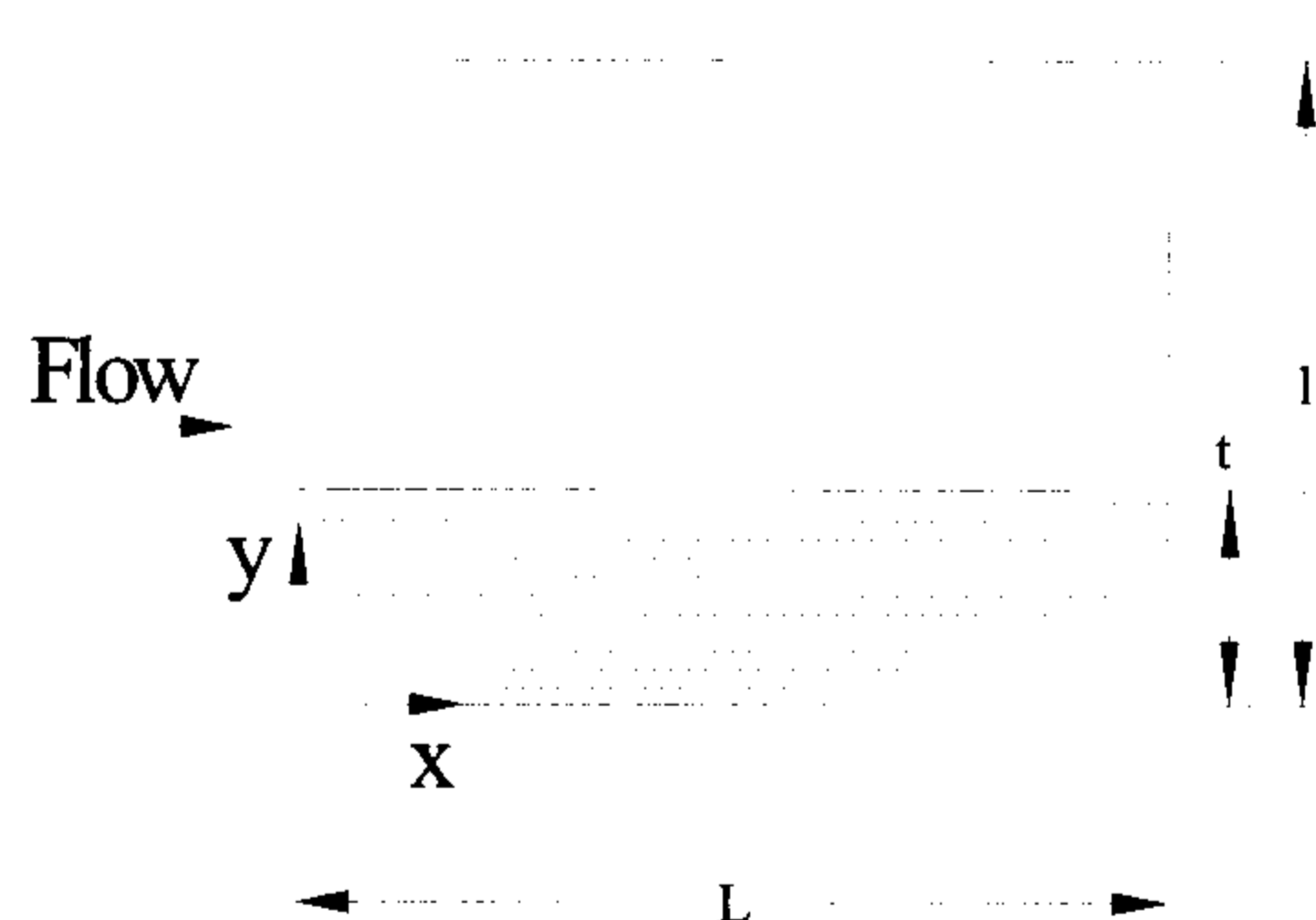
وجود دارد که سه مورد از مهمترین آنها از نقطه نظر تکنولوژی ساخت و قیمت تمام شده عبارتند از روش (LPI)<sup>۱</sup>، (HPI)<sup>۲</sup> [۵-۷] و روش (FT)<sup>۳</sup> [۸،۹]. کاهش هزینه و ابعاد باید همراه با بهبود انتقال حرارت باشد و بهبود انتقال حرارت با یکی از سه روش زیر امکان پذیر است ۱- افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت فین ۲- افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی ۳- افزایش سطح مفید انتقال حرارت در یک حجم معین. در سالهای اخیر به کمک دو روش اول کارهای زیادی برای بهینه کردن شکل فینها و بهبود انتقال حرارت انجام شده است [۱۰-۱۴]. علاوه بر هزینه عامل دیگری که برای تولید تجاری این مواد اهمیت دارد ساختار سلولی آنها می باشد. از آنجاییکه بسیاری از خواص از قبیل قابلیت جذب صدا و انرژی و انتقال حرارت برای موادی که ساختار فوم<sup>۴</sup> دارند تحت تاثیر ساختار سلولی آنها می باشد باید در طی پروسه ساخت توجه ویژه ای نسبت به کنترل کیفیت ساختار سلولی این مواد صورت گیرد. از میان راههای موجود جهت ساخت این دسته مواد روش HPI از روشهای دیگر مناسبتر می باشد. در این روش ذرات جسم (آلومینیم) با سرعت

جریان و رفتار سیال در فصل مشترک یک محیط متخلخل و جریان آزاد سیال از موارد پر اهمیت مهندسی است که کاربردهای مختلفی برای آن وجود دارد. صنایع تولید فین همواره به دنبال کاهش اندازه و قیمت این سطوح گسترده می باشند و برای انجام این کار باید از موادی با ضریب انتقال حرارت هدایت بالا استفاده کرد که معمولا منجر به افزایش قیمت می شود و می توان از آنها در صنایع شیمیایی، صنایع هواپیمایی، موتور سیکلت، راکتورها، و مبدلهای حرارتی [۱]، کلکتورهای خورشیدی بدون لوله [۲]، و سیستمهای حرارتی [۳] استفاده کرد. قطعات الکترونیکی که باید به کمک یک سیال خنک شوند نمونه ای کوچک از مبدلهای حرارتی هستند که باید در یک حجم کوچک و محدود عملیات خنک کاری بر روی آنها انجام شود. استفاده از مواد متخلخل (فوم) با نسبت تخلخل بالا در سالهای اخیر در صنایع مختلف به خصوص در صنایع الکترونیک مورد توجه قرار گرفته است. ساختار این مواد به گونه ای است که دارای سلولهای بزرگ و یکنواختی میباشند و خواص همگنی دارند [۴،۵]. در صنعت متالورژی روشهای مختلفی برای ساخت این مواد

۲- خواص فیزیکی ماده متخلخل و هوا ثابت می باشد.  
 ۳- ماده متخلخل همگن، ایزوتروپ است و از سیال اشباع شده است.  
 ۴- هیچگونه افت ناشی از لزجت وجود ندارد.  
 ۵- تبادل انرژی از راه تشعشع وجود ندارد.  
 ۶- شبکه جامد ماده متخلخل و سیال در هر نقطه با یکدیگر تعادل حرارتی دارند.  
 ۷- به علت بالا بودن ضریب تخلخل میزان اغتشاش هوا در ورود ناچیز است و در نتیجه می توان از حل رژیم جریان در ناحیه قبل از فین متخلخل صرفنظر کرد. در محل تلاقی فین متخلخل و جریان سیال از پیوستگی سرعت و تنش برای معادله مومنتم و پیوستگی دما و انتقال حرارت هدایت برای معادله انرژی استفاده شده است [۱۸].



شکل ۱: شکل شماتیک آرایش فینها.



شکل ۲: دامنه محاسباتی برای حل معادله مومنتم.

به علت تقارن موجود در هندسه مساله در جهت  $Y$  نصف ضخامت فین متخلخل و سیال گذرنده از بین فینها برای

زیاد به درون یک قالب از پیش ساخته شده که با لایه ای از صمغ پوشش داده شده است پرتاب می شوند در نتیجه با تغییر ضخامت لایه صمغ می توان فاصله میان این ذرات را کنترل کرد در حالیکه در دو روش دیگر بنا بر روش ساخت از هیچگونه صمغی استفاده نمی شود و در نتیجه در مدت زمان نفوذ ذرات به درون قالب، این ذرات دچار تغییر شکل میشوند. استفاده از فین متخلخل باعث می شود که سطح موثری که با سیال اطراف در حال انتقال حرارت است افزایش یابد. تاکنون در رابطه با فینهای متخلخل کارهای کمی انجام شده است. برتون و کالتاگیرون [۱۵] جابجایی طبیعی را در یک مقطع بسته مربع-مستطیل که در دو دیواره قائم آن دو لایه متخلخل قرار دارد را مورد مطالعه قرار دادند. کیم و همکارانش [۱۶] به بررسی انتقال حرارت یک فین تخت متخلخل در یک مبدل حرارتی پرداختند و بالاخره کیوان و النیمر [۱۷] با قرار دادن تعدادی فین متخلخل بین دو سطح سرد و گرم رفتار انتقال حرارت این مجموعه را تحت جابجایی طبیعی مورد مطالعه قرار دادند. در کار حاضر ما به بررسی رفتار انتقال حرارت دسته ای از فینهای متخلخل که به صورت موازی بین دو صفحه قرار گرفته اند و در معرض جریان آرام هوا قرار دارند خواهیم پرداخت. به علت وجود تقارن در هندسه مساله معادله مومنتم در دو جهت  $X$  و  $Y$  حل خواهد شد ولی به علت وجود صفحات جانبی در دو طرف فینها معادله انرژی باید در سه جهت حل شود. به علت افزایش سطح موثر کارکرد برای فینهای متخلخل میزان انتقال حرارت آنها نسبت به انواع متداول فینها بیشتر است. در کار حاضر بازده حرارتی این فینها و مقایسه آنها با انواع متداول جامد آن مورد مطالعه قرار گرفته است. برای بررسی رفتار سیال در درون محیط متخلخل و مطالعه شرایط مختلف طراحی مدل برینکمن-فورچهمر<sup>۵</sup> که توسعه یافته مدل داری است بکار رفته است.

## معادلات حاکم و شرایط مرزی

همانطور که در شکل (۱) دیده می شود دسته ای از فینهای متخلخل در بین دو صفحه تخت محصور شده اند و برای حل معادلات حاکم بر این فینها فرضیاتی به شرح زیر انجام شده است: ۱- جریان آرام و تراکم ناپذیر هوا در جهت  $X$  و بدون هیچگونه منبع تولید انرژی می باشد.

$$\omega_f = \frac{\partial V_f}{\partial X} - \frac{\partial U_f}{\partial Y} \quad (10)$$

$$U_p \frac{\partial \omega_p}{\partial X} + V_p \frac{\partial \omega_p}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 \omega_p}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \omega_p}{\partial Y^2} \right) - \frac{\gamma^2}{\text{Re}} \omega_p - F\varepsilon^{3/2} \gamma [\omega_p (U_p^2 + V_p^2)^{1/2} + U_p V_p (U_p^2 + V_p^2)^{-1/2} \left( \frac{\partial U_p}{\partial X} - \frac{\partial V_p}{\partial Y} \right) + V_p^2 (U_p^2 + V_p^2)^{-1/2} \frac{\partial V_p}{\partial X} - U_p^2 (U_p^2 + V_p^2)^{-1/2} \frac{\partial U_p}{\partial Y}] \quad (11)$$

$$U_f \frac{\partial \omega_f}{\partial X} + V_f \frac{\partial \omega_f}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 \omega_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \omega_f}{\partial Y^2} \right) \quad (12)$$

معادلات انرژی در محیط متخلخل و در سیال به ترتیب عبارتند از:

$$U_p \frac{\partial \theta_p}{\partial X} + V_p \frac{\partial \theta_p}{\partial Y} = \alpha_e \left( \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial Z^2} \right) \quad (13)$$

$$U_f \frac{\partial \theta_f}{\partial X} + V_f \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} = \alpha_f \left( \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Z^2} \right) \quad (14)$$

$$\nabla^2 \psi_p = -\omega_p \quad (15)$$

$$\nabla^2 \omega_f = -\omega_f \quad (16)$$

برای حل معادله چرخش (۱۱ و ۱۲) در دامنه محاسباتی (شکل ۲) شرایط مرزی را به صورت زیر اعمال می کنیم.

At  $X=0$  and  $0<Y<H$ : (۱۷)

$$U_p = U_f = 1,$$

$$V_f = V_p = 0$$

$$\omega_f = \frac{\partial^2 \psi_f}{\partial X^2},$$

$$\omega_p = \frac{\partial^2 \psi_p}{\partial X^2};$$

$$\frac{\partial \psi_p}{\partial Y} = \frac{\partial \psi_f}{\partial Y} = 1$$

$$\theta_p = \theta_f = 1$$

حل معادلات مومنتم در جهت  $X$  و  $Y$  کافی است (شکل ۲) ولی در حل معادله انرژی به علت وجود صفحات جانبی فینها هر سه جهت محورها باید لحاظ شوند. با در نظر گرفتن ماده متخلخل با یک ضریب تخلخل یکنواخت معادلات حاکم بر محیط متخلخل و جریان سیال پس از بدون بعد سازی به شکل زیر در می آید.

$$\frac{\partial U_p}{\partial X} + \frac{\partial V_p}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U_p \frac{\partial U_p}{\partial X} + V_p \frac{\partial U_p}{\partial Y} = \frac{\partial P_p}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U_p}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U_p}{\partial Y^2} \right) - \frac{\gamma^2}{\text{Re}} U_p - F\varepsilon^{3/2} \gamma U_p \sqrt{U_p^2 + V_p^2} \quad (2)$$

$$U_p \frac{\partial V_p}{\partial X} + V_p \frac{\partial V_p}{\partial Y} = \frac{\partial P_p}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 V_p}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_p}{\partial Y^2} \right) - \frac{\gamma^2}{\text{Re}} V_p - F\varepsilon^{3/2} \gamma V_p \sqrt{U_p^2 + V_p^2} \quad (3)$$

$$\frac{\partial U_f}{\partial X} + \frac{\partial V_f}{\partial Y} = 0 \quad (4)$$

$$U_f \frac{\partial U_f}{\partial X} + V_f \frac{\partial U_f}{\partial Y} = \frac{\partial P_f}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U_f}{\partial Y^2} \right) \quad (5)$$

$$U_f \frac{\partial V_f}{\partial X} + V_f \frac{\partial V_f}{\partial Y} = \frac{\partial P_f}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 V_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V_f}{\partial Y^2} \right) \quad (6)$$

برای اعمال روش تابع چرخش جریان باید برای هر فاز (محیط متخلخل و محیط سیال) معادلات مومنتم با معادله پیوستگی و با یکدیگر باید ادغام گردند.

$$U_p = \frac{\partial \psi_p}{\partial Y}; U_f = \frac{\partial \psi_f}{\partial Y} \quad (7)$$

$$V_p = -\frac{\partial \psi_p}{\partial X}; V_f = -\frac{\partial \psi_f}{\partial X} \quad (8)$$

$$\omega_p = \frac{\partial V_p}{\partial X} - \frac{\partial U_p}{\partial Y} \quad (9)$$

با یکدیگر در تبادل مومنتم و انرژی هستند شرایط مرزی به صورت زیر در می آید.

$$U_f = U_p \quad (۲۳)$$

$$V_f = V_p \quad (۲۴)$$

$$\frac{\partial U_f}{\partial Y} = \frac{\partial U_p}{\partial Y} \quad (۲۵)$$

$$\theta_f = \theta_p \quad (۲۶)$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial Y} = k_r \frac{\partial \theta_p}{\partial Y} \quad (۲۷)$$

باید توجه داشت که برای فینهای متداول غیر متخلخل  $K_r$  باید به  $K_s$  تبدیل شود و شرط عدم لغزش نیز باید اعمال گردد، در این حال معادله انرژی به شکل زیر در می آید.

$$\nabla^2 \theta_s = 0 \quad (۲۸)$$

$$K_r = \frac{K_e}{K_f}; K_s = \frac{K_s}{K_f}; H = \frac{h}{t}; L = \frac{l}{t};$$

$$W = \frac{w}{t}$$

### روش حل

برای حل معادلات حاکم از روش عددی تابع چرخش جریان و به کمک تفاضل محدود مرکزی استفاده شده است. از آنجاییکه معادلات مومنتم و انرژی هر دو بیضوی میباشند با ایجاد یک شبکه مربع-مستطیل برای هر یک از فازها و ایجاد حلقه تکرار تا رسیدن به یک خطای معین میتوان این معادلات را حل کرد. روش تابع چرخش جریان نیز که در این پژوهش از آن استفاده شده است یکی از روشهای معروف برای حل معادلات مومنتم تراکم ناپذیر دو بعدی می باشد. در ابتدا با اختصاص یک مقدار اولیه برای  $\psi$  در کلیه نقاط شبکه و برای هر فاز مقدار تابع چرخش محاسبه می شود و سپس مقادیر جدید  $\psi$  به کمک حل معادله پواسون بدست می آید و سپس این

At  $Y=0$  and  $0<X<L$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_p}{\partial Y} &= 0, \\ V_p &= 0, \\ \psi_p &= 0, \\ \omega_p &= 0, \\ \frac{\partial \theta_p}{\partial Y} &= 0 \end{aligned} \quad (۱۸)$$

At  $Y=H$  and  $0<X<L$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_f}{\partial Y} &= 0, \\ V_f &= 0, \\ \psi_f &= H, \\ \omega_f &= 0, \\ \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} &= 0. \end{aligned} \quad (۱۹)$$

At  $X=L$  and  $0<Y<H$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_p}{\partial X} = \frac{\partial U_f}{\partial X} &= 0, \\ \frac{\partial V_p}{\partial X} = \frac{\partial V_f}{\partial X} &= 0, \\ \frac{\partial^2 \psi_p}{\partial X \partial Y} = \frac{\partial^2 \psi_f}{\partial X \partial Y} &= 0, \\ \omega_p &= \frac{\partial^2 \psi_p}{\partial Y^2}, \\ \omega_f &= \frac{\partial^2 \psi_f}{\partial Y^2}, \\ \frac{\partial \theta_p}{\partial X} = \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} &= 0. \end{aligned} \quad (۲۰)$$

برای معادله انرژی در جهت  $Z$  شرایط مرزی به صورت زیر خواهد بود.

$$\theta_p = \theta_f = 0 \text{ At } Z=0 \text{ and } 0<Y<H: \quad (۲۱)$$

$$\theta_p = \theta_f = 0 \text{ At } Z=W \text{ and } 0<Y<H: \quad (۲۲)$$

در فصل مشترک بین سیال و ماده متخلخل که هر دو فاز

$$\varepsilon = .8; \gamma = 3.5; \alpha_f = 2.97 \times 10^{-5} (\text{m}^2/\text{s})$$

$$; H=3; W=4 \quad Da = \frac{K}{t^2} = .01, F=1.8/(180\varepsilon^5)^{0.5}$$

$$C_p = 1.009 \text{ Kj/Kg.K}; \rho = 1 \text{ Kg/m}^3$$

هوا با درجه حرارت  $350^\circ \text{K}$  وارد این مجموعه می شود و عدد رینولدز تعریف شده نیز بر مبنای  $2t$  می باشد که  $t$  نصف ضخامت فین می باشد. از آنجاییکه جریان سیال به صورت آرام می باشد عدد رینولدز تعریف شده بر مبنای قطر ذرات ( $Re_p$ ) باید کمتر از ده باشد. هنگامی که  $Re_p$  از یک کمتر باشد جریان به صورت داری می باشد و با افزایش سرعت ترمهای غیر خطی مقاومت<sup>۶</sup> تیز به تدریج افزایش می یابد و ترم فورچهیمر نیز وارد می شود ولی باید توجه داشت که این تغییرات تدریجی می باشد چرا که رژیم جریان در درون ماده متخلخل هنوز آرام می باشد.

$$Re_k = (uK^{1/2}/\nu) < 10$$

$$\gamma = 2t.(\varepsilon/K)^{1/2} \rightarrow$$

$$Re < (10\gamma/\varepsilon^{1/2})$$

مقدار  $F$  در معادله ۹ یک مقدار تجربی است که بستگی به ساختار میکروسکوپی ماده متخلخل دارد و بین  $0.075$  تا  $0.5$  تغییر می کند [۶]. از آنجاییکه ضخامت فین متخلخل از  $2\text{mm}$  کمتر می باشد و ما در این پژوهش از مواد متخلخل با نسبت تخلخل بالا استفاده کرده ایم لذا قطر ذرات باید به اندازه کافی کوچک باشد که به این منظور از رابطه کارمن-کوزنی استفاده شده است.

$$K^{1/2} = \frac{D_p \cdot \varepsilon^{3/2}}{(1-\varepsilon) \cdot (180)^{1/2}}$$

## بحث و نتایج

مهمترین پارامتری که با استفاده از فینهای متخلخل میتوان به آن دست یافت افزایش سطح موثر انتقال حرارت می باشد. با افزایش عدد رینولدز جریان مقدار تزریق سیال از محیط متخلخل به خارج از محیط متخلخل افزایش می یابد و در نتیجه ضخامت لایه مرزی هیدرودینامیکی نیز بیشتر می شود ولی به علت شکل هندسی مساله که شبیه یک کانال می باشد و همچنین آرام بودن رژیم جریان مقدار بازده حرارتی فین زیاد

رویه برای فاز دیگر انجام شده و تا رسیدن به یک خطای معین برای هر فاز (فاز سیال یا فاز محیط متخلخل) این روند ادامه می یابد. لازم به ذکر است که معادلات مربوط به هر فاز در فصل مشترک با یکدیگر ادغام میشوند. شبکه مورد استفاده در این مساله به گونه ای انتخاب شده است که در فصل مشترک فاز ماده متخلخل و فاز سیال به علت گرادیان شدید سرعت و دما ریزتر باشد. لازم به ذکر است که برای اطمینان از صحت کد مقایسه ای با حالتیکه فینها به صورت ماده جامد یا غیر متخلخل می باشند نیز صورت گرفت که خلاصه این مقایسه در جدول (۱) آمده است [۲۰].

جدول ۱: مقایسه راندمان پره های دوبعدی از حل مقاله حاضر (برای حالت نفوذپذیری صفر) و پره های دوبعدی مشابه از

مرجع [۲۱].

Biot	راندمان پره دو بعدی مرجع [۲۱]	راندمان پره دو بعدی مقاله حاضر
$10^{-5}$	0.968	0.982
$10^{-4}$	0.762	0.810
$10^{-3}$	0.315	0.330
$10^{-2}$	0.100	0.106
$10^{-1}$	0.031	0.035

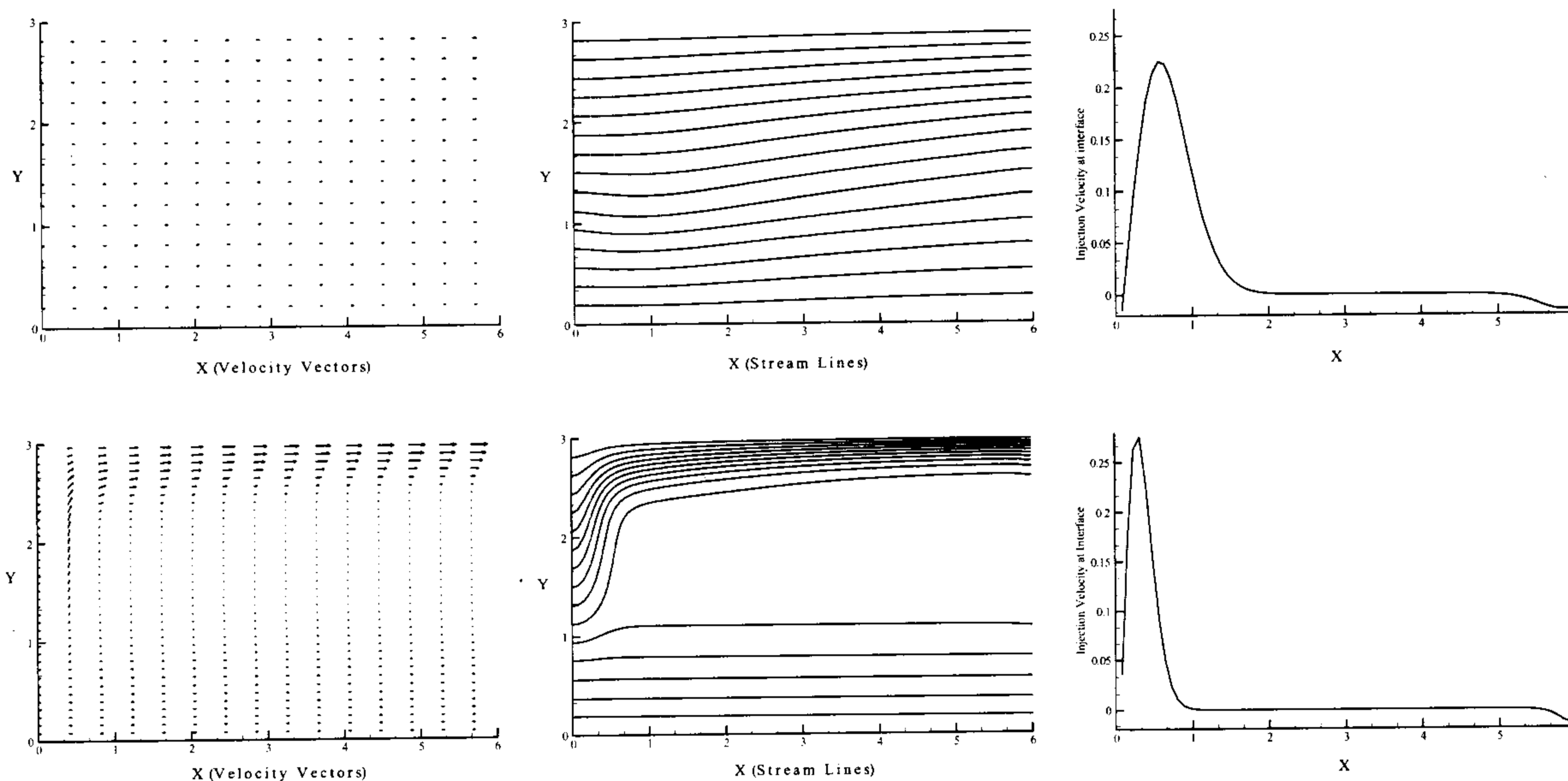
بطوری که ملاحظه می شود نتایج بدست آمده تطابق بسیار خوبی با نتایج مرجع [۲۱] نشان می دهد که مؤند مدل بکار رفته است. لازم به ذکر است که نتایج مرجع [۲۱] از حل دو بعدی معادله انرژی حاصل شده در حالیکه در مقاله حاضر معادله انرژی به صورت سه بعدی حل شده است و تغییرات راندمان در اعداد بیوه بزرگتر احتمالاً مربوط به دقت بالاتر اعمال شده در این تحقیق است.

## بازده حرارتی

بازده حرارتی فینهای متخلخل مورد استفاده بر حسب  $q_p/q_s$  که در واقع نسبت انتقال حرارت با استفاده از فینهای متخلخل به انتقال حرارت با استفاده از فینهای متداول غیر متخلخل می باشد بیان میشود. با توجه به معادلات حاکم بدون بعد بازده حرارتی فینهای متخلخل تابعی از اعداد بدون بعد زیر است.

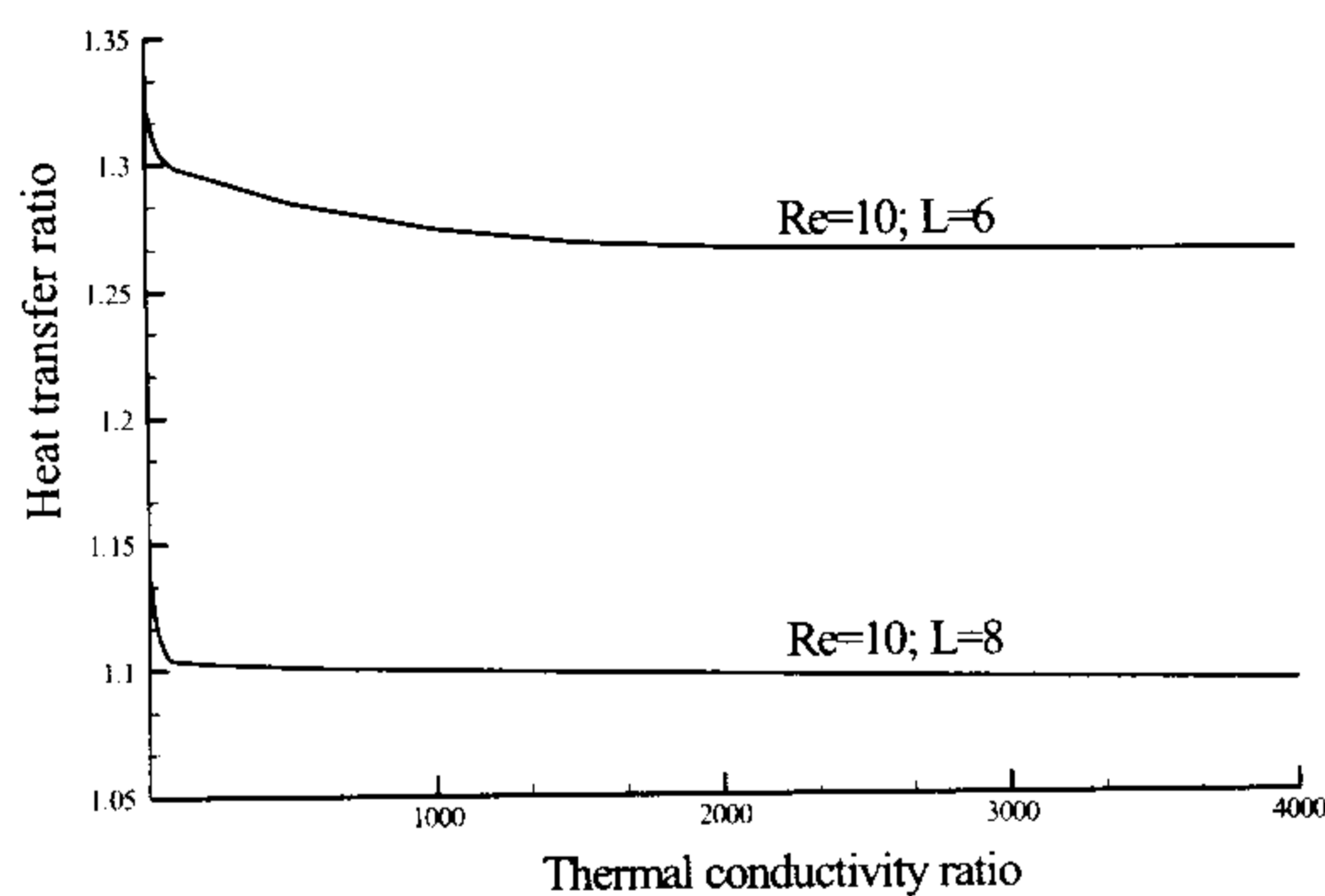
$$F, H, L, W, Da, \gamma, K_s, K_r, \alpha_f, \alpha_e, Re,$$

که برای حل مساله ناچار به مقداردهی بعضی از آنها به صورت زیر هستیم.



شکل ۳: نمای بالادر  $Re=10$  و نمای پایین در  $Re=30$ .

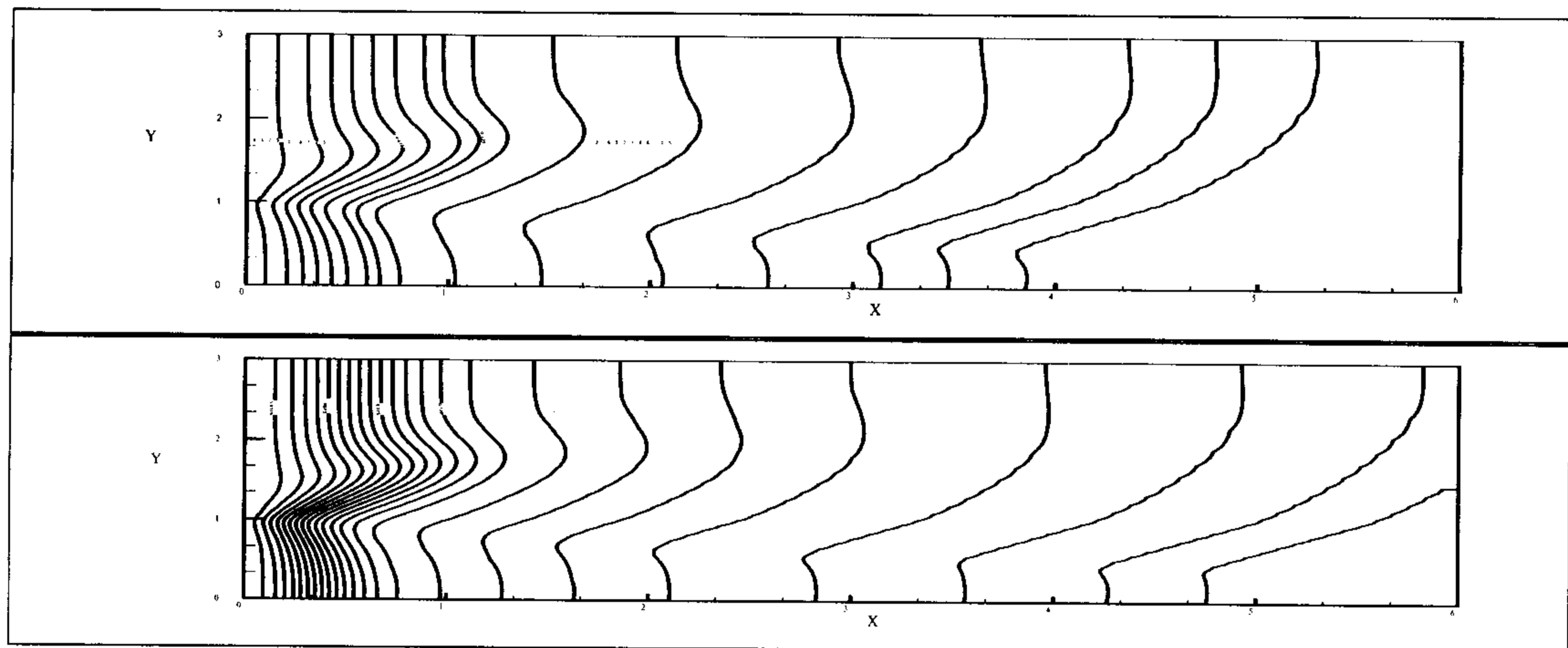
می شود.



شکل ۴: تاثیرات ضریب انتقال حرارت هدایت ( $K_e/K_f$ ) بر نسبت انتقال حرارت ( $q_p/q_s$ ).

در شکل (۴) نمودار تاثیرات ضریب انتقال حرارت هدایت ( $K_e/K_f$ ) بر نسبت انتقال حرارت ( $q_p/q_s$ ) نشان داده شده است. همانطور که پیش بینی می شد افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت باعث کاهش نسبت انتقال حرارت می شود زیرا در این شرایط طبق معادله ۱۱ سمت چپ این معادله از سمت راست آن بسیار کوچکتر می شود و لذا معادله به تدریج به سمت معادله  $\nabla^2 \theta = 0$  میل پیدا می کند و در نتیجه رفتار انتقال حرارتی فین متخلخل و جامد شبیه یکدیگر می شود. طبق شکل برای هر طول فین نیز می توان مقدار بهینه ای از ضریب انتقال حرارت

نمی شود. در فاصله کوتاهی از ورودی جریان در مقطع  $Y=H$  که محل تقارن جریان در فاز سیال می باشد جریان به حالت توسعه یافتگی می رسد و در این حالت هر چند که اندازه بردار جریان از قسمت ورودی جریان بزرگتر است ولی به علت تقابل دو لایه مرزی که از سطح دو فین روبروی یکدیگر شروع به رشد کرده اند و ایجاد حالت توسعه یافتگی ثابت باقی می ماند. در ناحیه  $Y=0$  نیز که محل تقارن در فین متخلخل می باشد نیز مقدار بردار جریان بسته به عدد رینولدز اندازه مشخصی دارد. فین متخلخل نیز برای ارضای شرط توسعه یافتگی در خروجی باید به اندازه کافی بزرگ باشد. در شکل (۳) نمونه هایی از خطوط جریان، بردارهای سرعت و نمودار سرعت تزریق در فصل مشترک دو فاز برای دو عدد رینولدز مختلف رسم شده است. همانطور که در شکل دیده می شود با افزایش عدد رینولدز سرعت تزریق سیال به محیط سیال افزایش می یابد که در نتیجه عمق نفوذ سیال به درون فین کمتر شده و ذرات سیال ماده متخلخل را سریعتر ترک می کنند. در فصل مشترک دو فاز نیز سرعت تزریق پس از یک فاصله کوتاه از ابتدای فین شروع به کاهش می نماید تا جاییکه تزریق به صفر می رسد که در این حالت رفتار حرارتی فین متخلخل و فین جامد شبیه یکدیگر می شود ولی در انتها به علت افت فشار نمودار سرعت تزریق کاهش می یابد و جریان سیال وارد فین



شکل ۵: دمای بدون بعد در  $Re=10$  و  $Re=30$ .

لازم به ذکر است که برای محاسبه عدد نوسلت هر دو مقدار انتقال حرارت هدایت و همچنین انتقال حرارت ناشی از نفوذ جرم (تغییرات آنتالپی) باید در نظر گرفته شود چراکه به علت وجود سرعت تزریق در مقداری از طول اولیه فین مقداری از حرارت مبادله شده بین دو فاز ناشی از همین عامل می باشد هر چند که مقدار آن از انتقال حرارت ناشی از هدایت بسیار کمتر است و می توان از آن صرف نظر کرد. به علت هندسه مساله که شبیه یک کانال می باشد باید برای محاسبه عدد نوسلت از دمای متوسط در هر مقطع استفاده کرد.

$$q'' = (K_e \frac{\partial T}{\partial y} + \Delta h)$$

$$Nu = q''(X / K_f) / (T - T_b)$$

در فاصله کوتاهی از ابتدای فین به علت افزایش سرعت تزریق عدد نوسلت کاهش می یابد ولی پس از مدتی که سرعت تزریق شروع به کاهش کرد عدد نوسلت نیز افزایش می یابد تا جاییکه بعد از یک فاصله معین از ابتدای فین سرعت تزریق به صفر میرسد و در این حالت عدد نوسلت نیز بدون تغییر باقی می ماند. همانگونه که از شکل مشخص است با افزایش طول فین عدد نوسلت نیز زیاد می شود و در نتیجه انتقال حرارت نیز بیشتر می شود.

در شکل (۷) نیز تغییرات نسبت انتقال حرارت بر حسب ضریب تخلخل نشان داده شده است، طبق شکل با افزایش ضریب تخلخل نسبت انتقال حرارت نیز زیاد می شود زیرا در این حالت سطح موثر در انتقال حرارت افزایش می یابد ولی این افزایش برای حالتی که ضریب تخلخل از ۰٫۹ بیشتر باشد به آرامی صورت می گیرد.

هدایت را بدست آورد که بعد از آن تغییرات عمده ای در نسبت انتقال حرارت وجود ندارد.

افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت باعث افزایش دمای فین می شود به نحویکه تمام قسمت فین به یک دمای ماکزیمم که همانا درجه حرارت صفحات جانبی متصل به فین می باشد می رسد، در این حالت فین حداکثر تبادل حرارتی را که تقریباً برابر با حرارت مبادله شده توسط فین جامد با همان ماده می باشد را انجام می دهد. همچنین همانگونه که از شکل مشخص است طول فین و شرایط طراحی بر روی بازده حرارتی فین تاثیر گذار است ولی ذکر این نکته لازم است که مهمترین فایده استفاده از فین متخلخل علاوه بر بهبود انتقال حرارت صرفه جویی در ماده مصرفی تشکیل دهنده آن است. همچنین با مراجعه به شکل (۴) می توان دریافت که افزایش طول فین باعث کاهش نسبت انتقال حرارت میشود چراکه در این حالت به علت افت فشار نفوذ ذرات سیال در طول فین کمتر می شود. در مقایسه فینهای متخلخل و فین جامد افزایش طول فین باعث می شود که فین جامد انتقال حرارت بهتری از فین متخلخل داشته باشد.

شکل (۵) تغییرات دمای بدون بعد را در دامنه محاسباتی برای دو عدد رینولدز مختلف در مقطع وسط فین نشان می دهد. همانگونه که از شکل پیداست با افزایش عدد رینولدز شیب تغییرات دمای بدون بعد افزایش می یابد و خطوط به یکدیگر نزدیکتر می شوند.

در شکل (۶) تغییرات عدد نوسلت در مقطع وسط فین و در فصل مشترک دو فاز در جهت X نشان داده شده است.

صفر می رسد که در این حالت عدد نوسلت نیز بدون تغییر باقی می ماند که در این حال رفتار انتقال حرارتی فین متخلخل و جامد شبیه یکدیگر می شود.

### فهرست علائم

$C_p$ : ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (Kj/Kg.K)

Da: عدد بدون بعد دارسی

F: ضریب فورچهمر  $1.8/(180\varepsilon^5)^{0.5}$

h: ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $W/m^2K$ )

$h_1$ : فاصله بین وسط فین تا وسط جریان سیال (m)

H: ارتفاع بدون بعد دامنه محاسباتی  $h_1/t$

K: ضریب نفوذ پذیری محیط متخلخل ( $m^2$ )

$K_e$ : ضریب انتقال حرارت هدایت معادل ( $W/mK$ )

$K_f$ : نسبت ضریب انتقال حرارت برای فین

متخلخل  $K_e/K_f$

$K_s$ : نسبت ضریب انتقال حرارت هدایت برای فین جامد

$K_s/K_f$

l: طول فین (m)

L: طول بدون بعد فین  $l/t$

Nu: عدد نوسلت

$q''$ : شار حرارتی ( $W/m^2$ )

Re: عدد رینولدز

t: نصف ضخامت فین (m)

T: دمای در هر نقطه (K)

$T_b$ : متوسط دمای هر مقطع (K)

$T_i$ : دمای هوای ورودی (K)

$T_w$ : دمای هوای ورودی (K)

u: سرعت محوری جریان (m/s)

U: سرعت محوری بدون بعد  $u/u_i$ : سرعت عمودی

جریان (m/s)

V: سرعت عمودی بدون بعد  $v/v_i$

w: فاصله بین دو صفحه جانبی (m)

W: فاصله بدون بعد بین دو صفحه جانبی  $w/t$

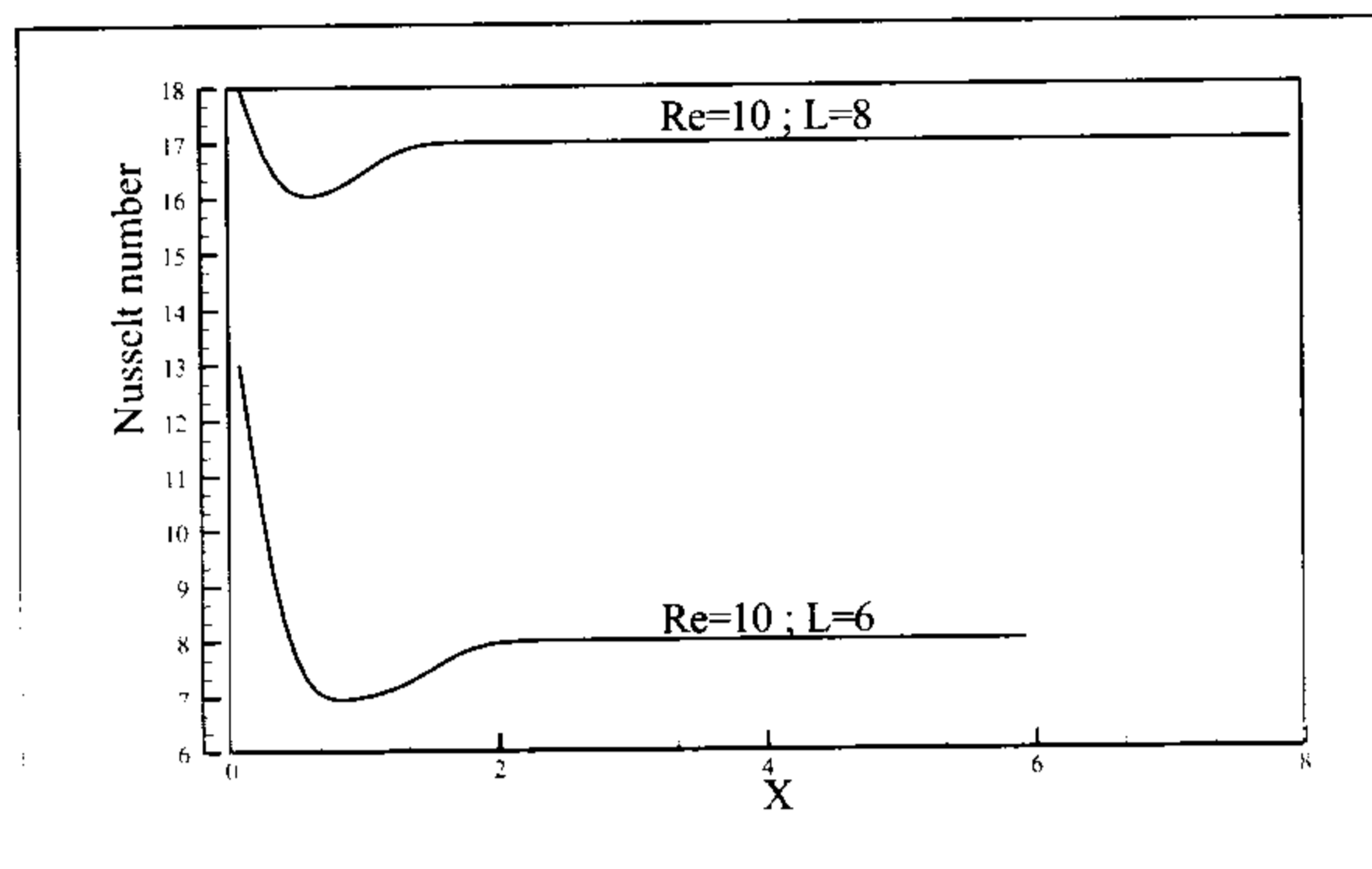
x: راستای افقی (m)

X: راستای افقی بدون بعد  $x/t$

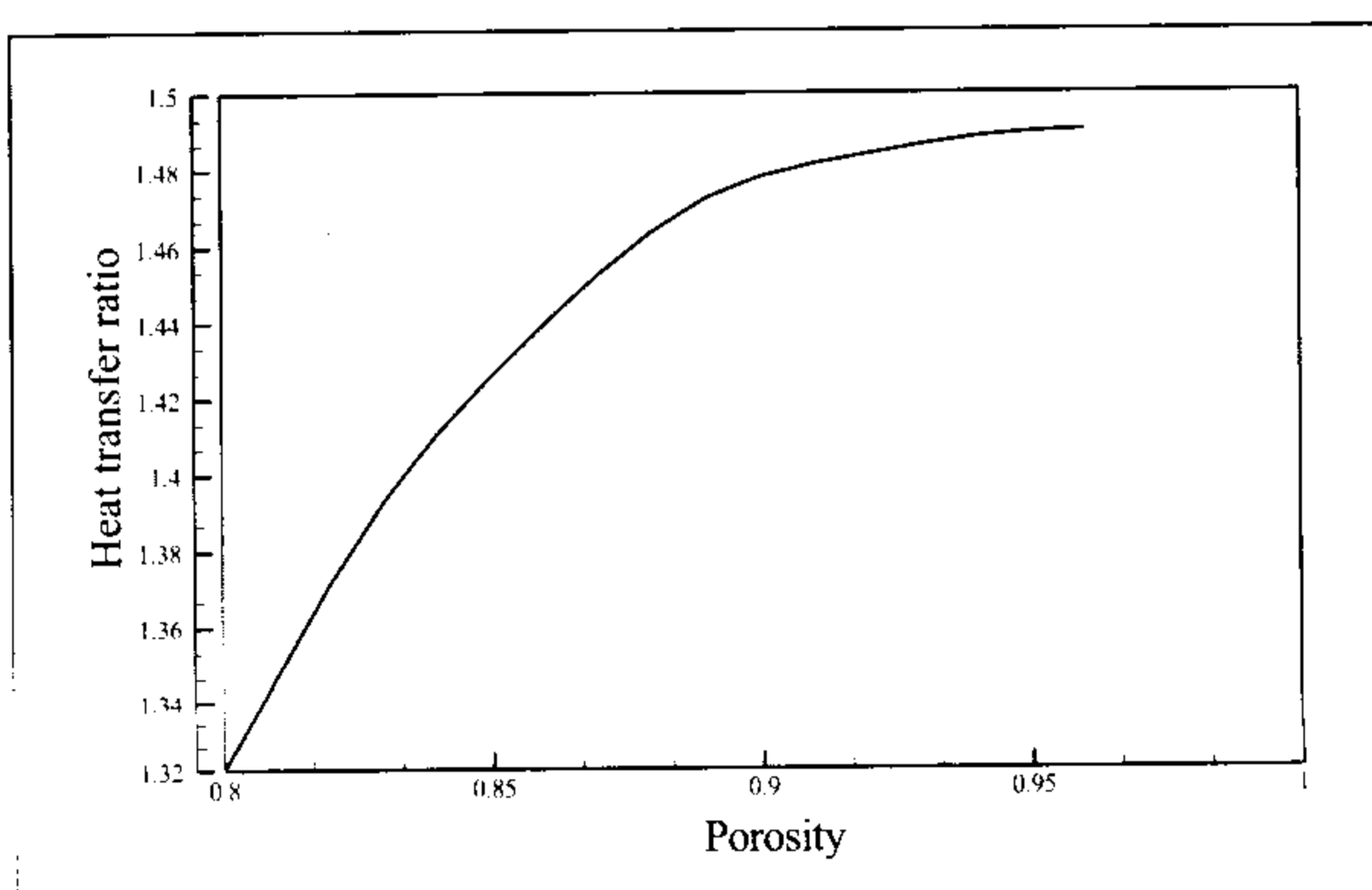
y: راستای عمودی (m)

Y: راستای عمودی بدون بعد  $y/t$

$\alpha$ : پخش حرارتی ( $m^2/s$ )



شکل ۶: تغییرات عدد نوسلت در فصل مشترک دو فاز.



شکل ۷: تاثیر ضریب تخلخل بر نسبت انتقال حرارت.

### نتیجه گیری

در این پژوهش انتقال حرارت به کمک دسته ای از فینهای متخلخل دو بعدی تحت تاثیر جابجایی اجباری مورد توجه قرار گرفته است. نتیجه محاسبات نشان می دهد که استفاده از فینهای متخلخل راندمان حرارتی را نسبت به انواع مشابه فینهای جامد بالا می برد و این بهبود راندمان حرارتی با افزایش ضریب تخلخل افزایش می یابد ولی افزایش ضریب انتقال حرارت هدایت باعث کاهش راندمان حرارتی فین متخلخل در مقایسه با انواع فینهای متداول غیر متخلخل می شود. همچنین افزایش سرعت جریان در بهبود نسبت انتقال حرارت بی تاثیر است زیرا در این حالت ذرات سیال با سرعت بیشتری محیط متخلخل را ترک می کنند و به دلیل هندسه مساله که شبیه یک کانال می باشد فرصت کافی برای تبادل حرارت را ندارند.

تغییرات عدد نوسلت نیز به گونه ای است که با افزایش سرعت تزریق سیال در ابتدای فین عدد نوسلت کاهش می یابد و سپس با کاهش سرعت تزریق، عدد نوسلت نیز افزایش می یابد تا جاییکه پس از مدتی سرعت تزریق به



$\Psi$ : خط جریان ( $m^2/s$ )	$\Delta h$ : تغییرات آنتالپی (Kj/Kg)
<b>زیر نویسها</b>	$\varepsilon$ : ضریب تخلخل
f : محیط سیال	$\theta$ : دمای بدون بعد $\frac{T - T_w}{T_i - T_w}$
P : محیط متخلخل	$\gamma$ : پارامتر شکل در محیط متخلخل $(t^2 \varepsilon / k)^{1/2}$
S : محیط مربوط به فین جامد	$\omega$ : چرخش (1/s)

## مراجع

- 1 – Alkam, M. and Al-Nimr, M. A. (1999). "Improving the performance of double-pipe heat exchangers by using porous substrates." *Int. J. Heat Mass transfer*, Vol. 42 , PP. 3609-3618.
- 2 - Al-Nimr, M. A. and Alkam, M. (1998). "A modified tubeless solar collector partially filled with porous substrate." *Renewable Energy*, Vol. 13, No. 2, PP. 165-173.
- 3 - Al-Nimr, M. A. and Alkam, M. (1997). "Unsteady non darcian forced convection analysis in an annulus partially filled with a porous material." *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 119, PP. 799-804.
- 4 – Davis, G. J. and Zhen, S. (1983). *J. Mater. Sci.*, Vol. 18, PP, 1899.
- 5 – Ma. L. (1991). *Master's thesis*, Southeast University, Nanjing , China.
- 6 – Sosnik, A. US Patent 2434775 (1948).
- 7 – Ma, L. and He, D. (1997). *J. Master. Res.*, Vol. 8, 7, (in Chinese).
- 8 – Kuchek, H. A. US Patent 3236706 (1966).
- 9 – Itoh, M., Nishikawa, T. and Morimoto, K. (1987). *J. Jpn. Inst. Met.*, Vol. 26, PP. 311.
- 10 – Duffin, R. (1959). "A variational problem relating to cooling fins." *J. Math. Mech.*, Vol. 8, PP. 47-56.
- 11 – Jany, P. and Bejan, A. (1988). "Ernst schmidt's approach to fin optimization: an extension to fin with variable conductivity and the design of ducts for fluid flow." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, PP. 1635-1644.
- 12 – Bejan, A. (1984). *Convection heat transfer*. John Wiley and Sons, Inc., New York.
- 13 – Irey, R. K. (1968). "Errors in the one-dimensional fin solution." *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 90. PP. 175-176.
- 14 – Look, D. C., Jr. (1988). "Two-dimensional fin performance:  $Bi$  (Top surface) >  $Bi$  (Bottom surface)." *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 110, PP. 780-782.
- 15 – Berton, P. Le. And Caltagirone, J. P. (1991). Natural convection in a square cavity with thin porous layers on its vertical walls." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 113, PP. 892-898.
- 16 – Kim, S. Y., Peak, J. W. and Kang, B. H. (2000). "Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger." *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 122, PP. 527-578.
- 17 – Kiwan, S. and Al-Nimr, M. A. (2001). "Using porous fins for heat transfer enhancement." *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 123, PP. 790-795.
- 18 – Tatsuo Nishimura, Toru Takumi, Mitsuhiro Shirashi, Yuji Kawamura and Hiroyuki Ozoe. (1986). "Numerical analysis of natural convection in a rectangular enclosure horizontally divided into fluid and porous regions." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, PP. 889-898.
- 19 – Kaviany, M. (1984). "Laminar flow through a porous channel bounded by isothermal parallel plates." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, PP. 851-857.

- 20 – Incropera, F. P. and Dewitt, D. P. (2002). *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley.
- 21 – Alazami, B. and Vafai, K. (2004). “Analysis of variable porosity, thermal dispersion and local nonequilibrium on freesurface flow through porous media.” *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 126, PP. 389-399.
- 22 – Sheikh, H. and Vafai, K. (2004). “Analysis of flow and heat transfer in porous media imbeded inside various shaped ducts .” *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 47, PP. 889-1905.

### واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 – Low Pressure Infiltration
- 2 – High Pressure Infiltration
- 3 – Foaming Technique
- 4 – Foam
- 5 – Forchheimer-Brinkman
- 6 - Drag