

مطالعه انتقال حرارت در کانالهای نیمدایره‌ای با پره‌های داخلی در ناحیه طول

ورودی حرارتی

حسین شکوه‌مند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

احمد کهربائیان

استادیار گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

محمود علیپور

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

(تاریخ دریافت ۷۹/۷/۹، تاریخ تصویب ۸۰/۲/۲۹)

چکیده

در این مقاله انتقال حرارت جابجایی در جریان آرام در ناحیه طول ورودی حرارتی در یک کانال نیمدایره‌ای که دارای پره‌های داخلی است مورد مطالعه قرار گرفته است. پره‌ها بصورت طولی در امتداد محور کانال تعبیه شده‌اند. سیال عامل در این مبدل، روغن است. با توجه به اینکه در مورد روغن‌ها، طول ورودی حرارتی بسیار بزرگتر از طول ورودی هیدرودینامیکی است ($Pr \gg 1$)، لذا فرض شده که سیال از نظر هیدرودینامیکی توسعه یافته و از نظر حرارتی، پروفیل درجه حرارت در حال توسعه است. به علاوه به دلیل تغییرات خواص فیزیکی سیال، بویژه ویسکوزیته روغن، تغییرات خواص فیزیکی آن با دما نیز مدنظر قرار گرفته است. سپس معادلات ممنتوم و انرژی با خواص فیزیکی متغیر با روش عددی اختلاف محدود در حالت شرط مرزی دما ثابت حل شده و میدانهای درجه حرارت و عدد نوسلت بدست آمده و نتایج بصورت نمودارهایی ارائه شده‌اند. آنگاه مسئله برای چند حالت با هندسه‌های مختلف که ناشی از تفاوت در تعداد پره‌ها و ارتفاع آنها می‌باشد، بررسی شده و نتایج حاصله که شامل درجه حرارت‌ها و اعداد نوسلت در ناحیه ورودی کانال می‌باشد برای هر حالت ارائه گشته‌اند. مقایسه نتایج مقاله حاضر با نتایج ارائه شده توسط دیگر محققین، تطابق بسیار خوبی را نشان می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت، لوله نیمدایره‌ای، پره، طول ورودی حرارتی، خواص فیزیکی

مقدمه

مسئله بصورت تحلیلی و تجربی مورد بررسی قرار گرفته است [Manglik & Bergles ۴]. ضریب جابجایی انتقال حرارت را در ناحیه طول ورودی حرارتی و با شرط مرزی دما ثابت و شار حرارتی هر دو حل نموده‌اند. مطالعات آنها نشان می‌دهد که در کانالهای نیمدایره‌ای از ناحیه ورودی حرارتی عدد نوسلت تابع بسیار قوی از عدد گراتز است. بعلاوه مقدار نوسلت حداقل به میزان ۳۰ درصد بیشتر از حالت کانالهای دایروی است. Ebadian و همکاران مسئله انتقال حرارت جابجایی در داخل کانالهای نیمدایره‌ای پره دار را در حالت کاملاً توسعه یافته بطور تحلیلی مطالعه نموده‌اند [۵].

در مقاله حاضر، ناحیه طول ورودی حرارتی در یک کانال نیمدایره‌ای پره دار مورد بررسی قرار گرفته است پره‌ها بصورت متقارن و در جهت طول لوله تعبیه شده‌اند و انتقال حرارت در جریان آرام همراه با تغییرات خواص فیزیکی روغن با درجه حرارت

تکنیک‌های متعددی برای افزایش ضریب جابجایی انتقال حرارت در لوله‌ها و در نتیجه بهبود بخشیدن به راندمان مبدل‌های حرارتی بکار می‌رود [۱]. یکی از آنها قرار دادن پره‌های طولی در داخل لوله هاست. این روش علاوه بر افزایش سطح تبادل گرما، باعث ازدیاد قابل ملاحظه ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به لوله با جداره صاف (بدون پره) می‌گردد. استفاده از این تکنیک بویژه در موردی که هدف گرم کردن یک سیال چسبنده آنهم بدون افزایش قابل ملاحظه‌ای در افت فشار باشد توصیه می‌شود. در این لوله‌ها، مسئله طول ورودی حرارتی بویژه هنگامیکه $Pr > 5$ اهمیت فراوانی پیدا می‌کند [۲]. مسئله طول ورودی حرارتی توسط محققین مختلفی بررسی شده‌اند [Prakash & Bergles ۳]. مسئله طول ورودی حرارتی را برای کانالهای با مقطع دایره‌ای مطالعه نموده‌اند. در مورد کانالهای نیمدایره‌ای در حالت بدون پره

این فرضیات بخاطر ساده سازی زیاد از حد مسئله انجام نشده‌اند بلکه همانطور که در مرجع [۶] توضیح داده شده است اثرات هدایت محوری در اعداد $Pe > 100$ بسیار ناچیز است. و همچنین تابع اتلاف انرژی و اثر عدد برنیکمن بر عدد نوسلت در جریان آرام قابل صرف نظر می‌باشد.

معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادله ممنتوم در مختصات استوانه‌ای برای جریان توسعه یافته و با صرف نظر کردن از نیروهای شناوری عبارتست از:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial \theta} \right] = \frac{dp}{dx}$$

اگر مانند مرجع [۲] مولفه شعاع بدون بعد $R = \frac{r}{r_i}$ و لزجت بدون بعد $\mu^* = \frac{\mu}{\mu_e}$ و سرعت بدون بعد

$$u^* = \frac{u}{\frac{r_i^2}{\mu_e} \left[-\frac{dp}{dx} \right]}$$

را در معادله ممنتوم دخالت دهیم، شکل بی بعد آن عبارت خواهد شد از:

$$\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial}{\partial R} \left[R \mu^* \frac{\partial u^*}{\partial R} \right] + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\mu^* \frac{\partial u^*}{\partial \theta} \right] + 1 = 0 \quad (1)$$

شرایط مرزی معادله (۱) عبارتند از:

$$u^* = \begin{cases} : R = 1 & , \quad 0 \leq \theta \leq \pi \\ : (1-H) \leq R \leq 1 & , \quad \theta = \frac{\pi}{(N+1)} \\ : 0 \leq R \leq 1 & , \quad \theta = 0, \quad \theta = \pi \end{cases}$$

$$\frac{\partial u^*}{\partial \theta} = 0 \quad : 0 \leq R \leq (1-H) \quad , \quad \theta = \frac{\pi}{2} \quad (2)$$

برای محاسبه ضریب اصطکاک f از فرمول Fanning استفاده شده که در آن قطر هیدرولیکی، $\frac{dp}{dx}$ گرادیان محوری فشار و \bar{u} سرعت متوسط می‌باشد، داریم:

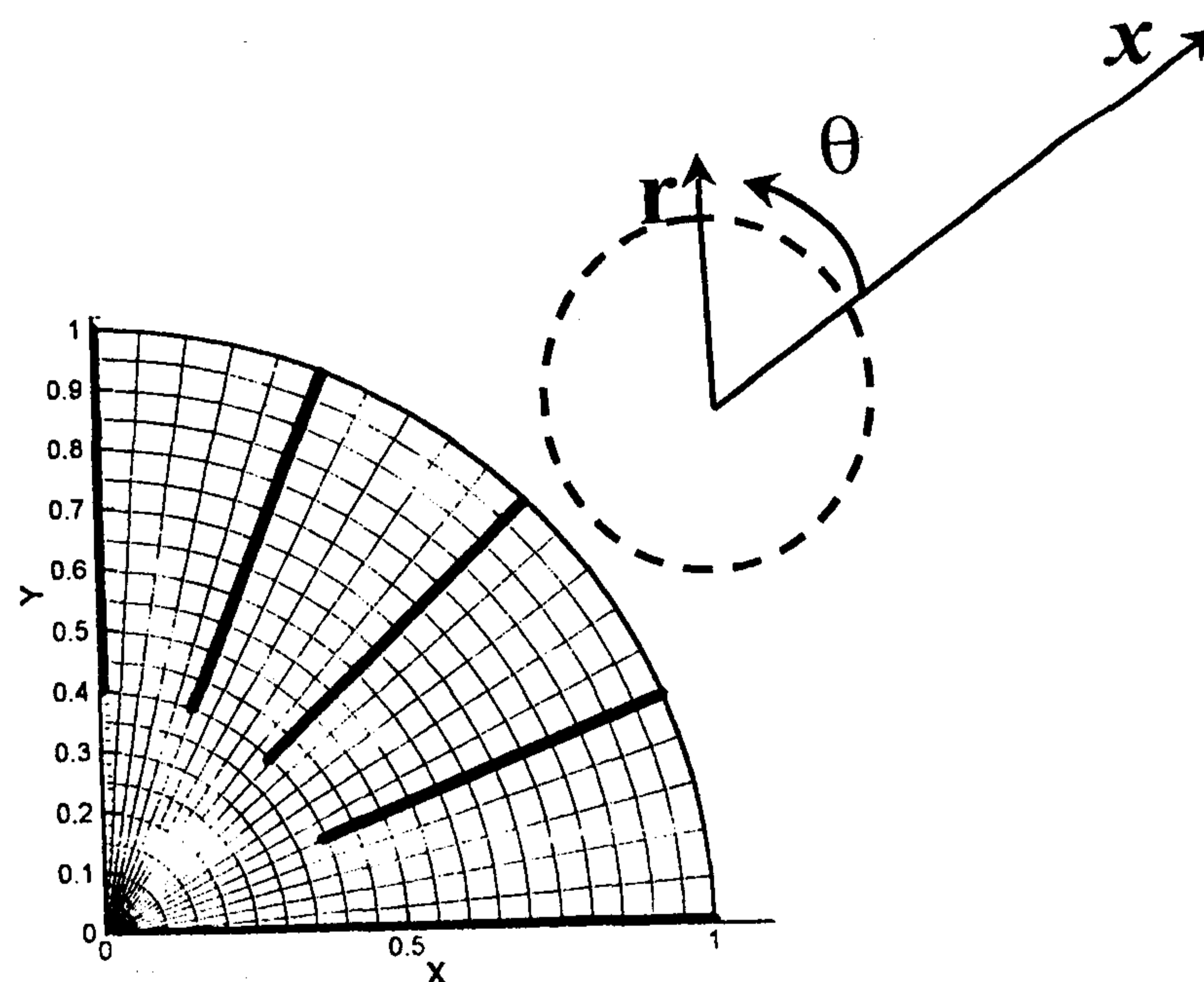
$$fRe = \frac{D_h^2}{2\mu\bar{u}} \left[-\frac{dp}{dx} \right] \quad (3)$$

در رابطه (۳) D_h قطر هیدرولیکی مقطع نیمدایره است. در محاسبه قطر هیدرولیکی اگر از ضخامت پره‌ها صرف نظر شود از رابطه (۴-الف) و در صورتیکه ضخامت پره‌ها منظور گردند از رابطه (۴-ب) استفاده خواهد شد.

مطالعه شده است. این مطالعه بخصوص از آن جهت اهمیت دارد که در مورد روغن‌ها که معمولاً دارای اعداد پیرانتل بزرگی هستند ($Pr > 1$) جریان همواره از نظر هیدرودینامیکی بصورت توسعه یافته در می‌آید در حالیکه از نظر حرارتی در حال توسعه است از طرف دیگر در حالات واقعی و عملی، همواره خواص فیزیکی با درجه حرارت تغییر می‌نمایند و در نتیجه تفاوت قابل ملاحظه‌ای بین داده‌های تجربی و مقادیر تحلیلی که با فرض خواص ثابت بدست آمده وجود دارد.

فرمولاسیون مسئله

شکل (۱) هندسه مسئله را نشان می‌دهد. در این شکل تحلیل مسئله شامل استفاده از مختصات (r, θ, x) می‌باشد که در آن r مختصه شعاعی و x در جهت محور لوله انتخاب شده و θ مختصات زاویه‌ای است.



شکل ۱: شکل عمومی مسئله (مقارن نسبت به محور عمودی) برای حالت ۷ پره با ارتفاع نسبی ۰/۶.

جریان آرام، دائمی و تراکم ناپذیر در داخل این کانال نیمدایره‌ای پره‌دار برقرار است و فرض می‌شود که از نظر هیدرودینامیکی کاملاً توسعه یافته و از نظر حرارتی در حال توسعه است. بعلاوه در فرمولاسیون مسئله فرضیات زیر منظور شده‌اند:

- ۱- سیال نیوتنی است.
- ۲- گرادیان فشار در جهت محور ثابت است.
- ۳- از هدایت محوری صرف نظر شده است.
- ۴- از تابع اتلاف انرژی صرف نظر شده است.

$$\frac{\partial \phi}{\partial \theta} = 0 \quad : 0 \leq R \leq (1-H) \quad , \quad \theta = \frac{\pi}{2}$$

$$\phi = 1 \quad : x^* = 0$$

(۸)

همچنین با توجه به تعریف دمای متوسط مخلوط (دمای بالک):

$$\phi_b = \frac{\int_A U \phi dA}{\int_A U dA} \quad (9)$$

عدد نوسلت محلی بصورت زیر قابل بیان می باشد:

$$Nu_{x,T} = -\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\phi_b} \cdot \frac{d\phi_b}{dx} \quad (10)$$

معادلات ممنتوم (۱) و معادله انرژی (۷) همراه با شرایط مرزی مربوطه که به ترتیب در شماره های ۲ و ۸ آمده است با استفاده از روش اختلاف محدود حل شده و سپس از آنجا مقادیر $Nu_{x,T}$ و ϕ_b در معادلات (۹) و (۱۰) محاسبه شده اند.

خواص فیزیکی سیال

باتوجه به اهمیت تغییرات خواص فیزیکی روغنهای حرارتی با درجه حرارت در این مقاله از جدول خواص روغن در درجه حرارتهای مختلف مرجع [۶] استفاده شده و فرمولهای زیر با دقت بسیار زیاد بر مقادیر تجربی داده شده در جداول فوق برازش داده شده اند.

تغییرات جرم ویژه با درجه حرارت:

$$\rho = -10^{-5} T^2 - 0.5834 T + 1059/8 \quad \left(\frac{Kg}{m^3} \right) \quad (11)$$

تغییرات ظرفیت گرمایی روغن با درجه حرارت ویژه:

$$C_p = 0.0043 T + 0.6208 \quad \left(\frac{Kj}{KgK^{\circ}} \right) \quad (12)$$

تغییرات ضریب هدایت حرارتی با درجه حرارت:

$$k = 0.006 \times 10^{-5} T^2 - 13/68 \times 10^{-5} T +$$

$$1/7995 \times 10^{-5} \frac{W}{mK^{\circ}} \quad 273 < T < 423 \quad (13)$$

برای تغییرات چسبندگی با درجه حرارت دلیل تغییرات شدید

$$D_h = \frac{2\pi r_i}{\pi + 2} \quad (4-الف)$$

$$D_h = \frac{\pi D^{\gamma}}{(\pi + 2) D + 2 N h} \quad (4-ب)$$

معادله انرژی

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [kr \frac{\partial T}{\partial r}] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} [k \frac{\partial T}{\partial \theta}] = \rho u \left[\frac{\partial h'}{\partial x} \right] \quad (5)$$

که با استفاده از تعاریف بی بعد زیر:

$$U = \frac{u}{u} \quad , \quad \phi = \frac{T - T_w}{T_e - T_w} \quad , \quad k^* = \frac{k}{k_e}$$

$$R = \frac{r}{r_i} \quad , \quad \rho^* = \frac{\rho}{\rho_e} \quad , \quad h^* = \frac{h'}{h'_e}$$

$$X = \frac{D_h^{\gamma}}{r_i^{\gamma}} \frac{x}{D_h Pe} \quad , \quad Re = \frac{\bar{u} D_h}{\nu} \quad , \quad Pe = Re \cdot Pr \quad (6)$$

داریم:

$$U \frac{r_i^{\gamma}}{D_h^{\gamma}} \frac{h'_e \rho^*}{C_{pe}(T_e - T_w)} \left[\frac{\partial h^*}{\partial X} \right] =$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} [k^* R \frac{\partial \phi}{\partial R}] + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} [k^* \frac{\partial \phi}{\partial \theta}]$$

$$U = \frac{2r_i^{\gamma}}{D_h^{\gamma}} (fRe) u^* \quad , \quad x^* = \frac{x}{D_h \cdot Pe}$$

در نهایت داریم:

$$\frac{\partial h^*}{\partial x^*} = C \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} [k^* R \frac{\partial \phi}{\partial R}] + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} [k^* \frac{\partial \phi}{\partial \theta}] \quad (7)$$

$$C = \frac{D_h^{\gamma}}{2r_i^{\gamma}} \frac{1}{\gamma^* (fRe)} \frac{C_{pe}(T_e - T_w)}{h'_e \cdot \rho^*}$$

شرایط مرزی برای معادله انرژی (۷) عبارتند از:

$$\phi = 0 \quad \begin{cases} : R = 1 \quad , \quad 0 \leq \theta \leq \pi \\ : (1-H) \leq R \leq 1 \quad , \quad \theta = \frac{\pi}{(N+1)} \\ : 0 \leq R \leq 1 \quad , \quad \theta = 0 \quad , \quad \theta = \pi \end{cases}$$

$$\frac{h_{i,j}^{*n+1} - h_{i,j}^{*n}}{\Delta X} = C \left[\frac{1}{R_{i,j}} \left\{ \frac{k_{i+\frac{1}{2},j}^* R_{i+\frac{1}{2},j} (\phi_{i+1,j} - \phi_{i,j})}{\Delta R^2} - \right. \right.$$

$$\left. \frac{k_{i-\frac{1}{2},j}^* R_{i-\frac{1}{2},j} (\phi_{i,j} - \phi_{i-1,j})}{\Delta R^2} \right\} + \frac{1}{R_{i,j}^2}$$

$$\left\{ \frac{k_{i,j+\frac{1}{2}}^* R_{i,j+\frac{1}{2}} (\phi_{i,j+1} - \phi_{i,j})}{\Delta \theta^2} - \right.$$

$$\left. \frac{k_{i,j-\frac{1}{2}}^* R_{i,j-\frac{1}{2}} (\phi_{i,j} - \phi_{i,j-1})}{\Delta \theta^2} \right\}$$

که در این مقاله اندازه فواصل $\Delta X = 10^{-8}$ می باشد.

بحث و نتیجه گیری

در جدول (۱) اعداد نوسلت که با استفاده از قطر هیدرولیکی معادله (۴-الف) برای خواص ثابت داده شده اند، ارتفاع نسبی پره ها ۰/۳، ۰/۶ و ۱ انتخاب شده اند بعلاوه مسئله را برای دو حالت مختلف ۳ و ۷ پره حل شده است.

در جدول (۲) تمام پارامترها مشابه جدول (۱) انتخاب شده اند به استثناء اینکه عدد نوسلت با قطر هیدرولیکی که از معادله (۴-ب) محاسبه شده بدست می آید. در شکل (۲) تغییرات درجه حرارت متوسط ϕ_b بر حسب X در ناحیه طول ورودی و برای تعداد پره های ۳ را نشان می دهد. و در شکل (۳) تغییرات ϕ_b با X برای تعداد پره های ۷ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می شود با افزایش تعداد پره ها، مقدار ϕ_b با X افزایش پیدا می کند و در نتیجه طول ورودی حرارتی کاهش می یابد. همچنین ملاحظه میشود که در حالت خاص $H = 1$ ، طول ورودی حرارتی حدود ۵۰ درصد کاهش یافته است که در آن قطر هیدرولیکی از فرمول (۴-الف) محاسبه می شود.

جدول ۱: اعداد نوسلت برای معادله (۴-الف) خواص ثابت.

تعداد پره	ارتفاع نسبی پره		
	۰/۳	۰/۶	۱/۰
	Nu	Nu	Nu
۳	۴/۳۰۴	۱۳/۰۳۴	۱۲/۳۸۹
۷	۴/۱۳۶	۱۱/۱۷۸	۲۷/۷۳۸

خاصیت چسبندگی دینامیکی، منحنی های برازش در محدوده های مختلف دمایی بصورت زیر برازش داده شده اند.

$$\begin{aligned} \mu &= (0.0065T^2 - 4/66T + 838/31) \times 10^{-2} & 330 \leq T \leq 350 \text{ Pas.sec} \\ \mu &= (0.0019T^2 - 1/452T + 279/36) \times 10^{-2} & 350 \leq T \leq 370 \text{ Pas.sec} \\ \mu &= (0.0007T^2 - 0/57T + 16/93) \times 10^{-2} & 370 \leq T \leq 390 \text{ Pas.sec} \\ \mu &= (-0.0201T + 8/930.7) \times 10^{-2} & 390 \leq T \leq 410 \text{ Pas.sec} \\ \mu &= (0.0002T^2 - 0/1794T + 40/632) \times 10^{-2} & 410 \leq T \leq 430 \text{ Pas.sec} \end{aligned} \quad (14)$$

روش حل

باتوجه به اینکه در مقاله حاضر، خواص فیزیکی سیال تابعی از درجه حرارت می باشند و نیز بعلت غیرخطی بودن معادلات ممنتوم، از روشهای عددی برای حل استفاده شده است. با ایجاد شبکه مناسب به روش جبری و سپس اعمال روش اختلاف محدود، بر معادلات و گسسته سازی آنها، از روش عددی گوس - سایدل برای حل استفاده شده است. در تولید شبکه با افزایش تعداد گره ها جوابها دقیق تر محاسبه می شوند. در روش عددی بکار رفته، ابتدا یک شبکه 11×11 منظور گردید ولی چون جوابها رضایت بخش نبودند تعداد گره ها افزایش یافت. نهایتاً محاسبات برمبنای یک شبکه 21×21 گره ای انجام گرفته که نتایج بدست آمده از این تعداد گره، به خوبی بر نتایج مطالعات انجام گرفته در مراجع [۷] و [۵] مطابقت دارد. بررسی انجام شده نشان می دهد که انتخاب گره ها به میزان 21×41 تغییرات محسوسی در جوابها حاصل نمی آید بلکه فقط زمان محاسبه به شدت ازدیاد پیدا می کند. از این رو در این مقاله از شبکه 21×21 گره ای استفاده شده است.

عموماً برای سرعت $U^*(R, \theta)$ ، فرمول مرکزی گسسته سازی برای مشتقات برای فواصل داده شده است.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\mu^* \cdot \frac{\partial u^*}{\partial \theta} \right]_{i,j} = \frac{[\mu^* \frac{\partial u^*}{\partial \theta}]_{i,j+\frac{1}{2}} - [\mu^* \frac{\partial u^*}{\partial \theta}]_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta \theta}$$

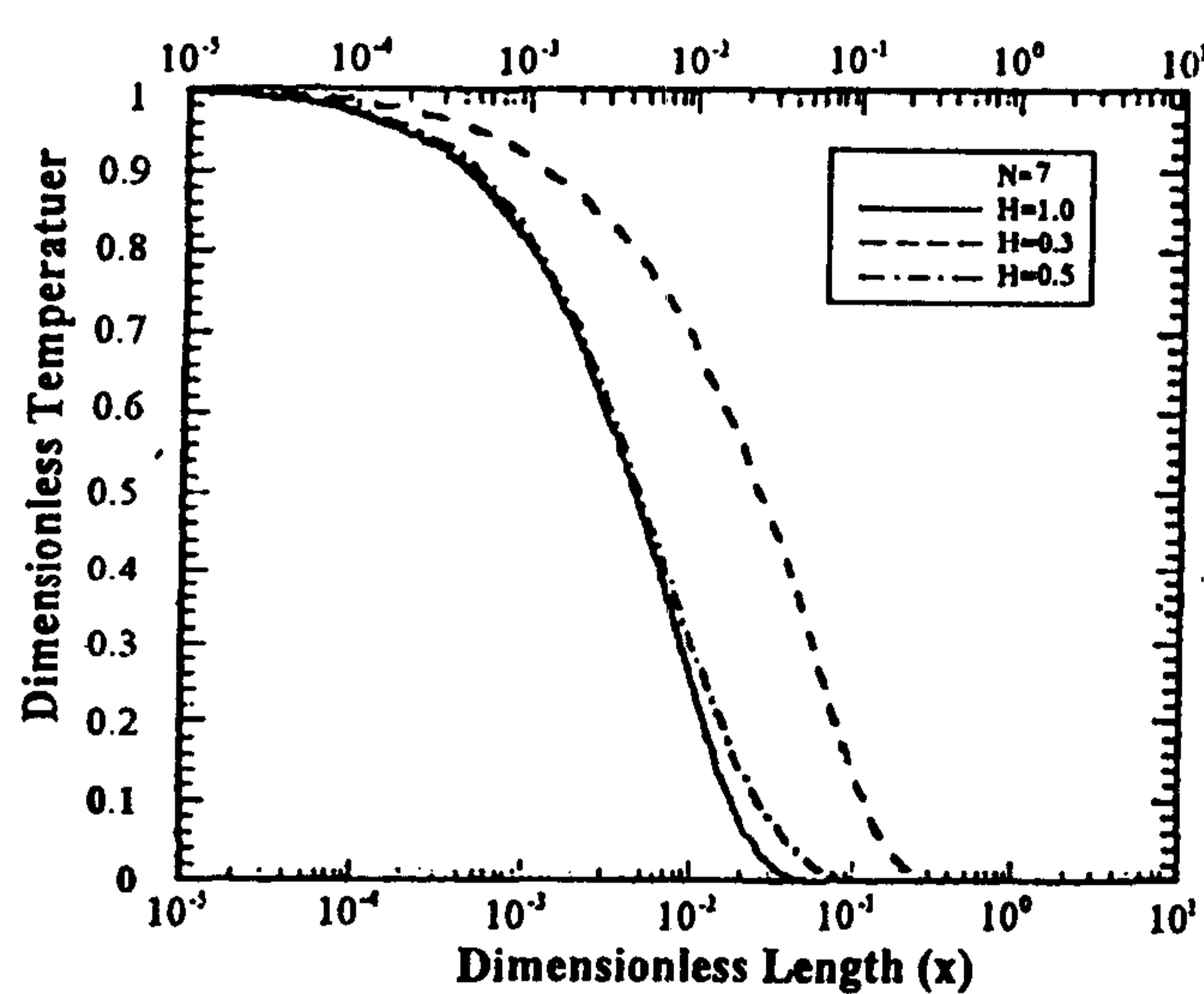
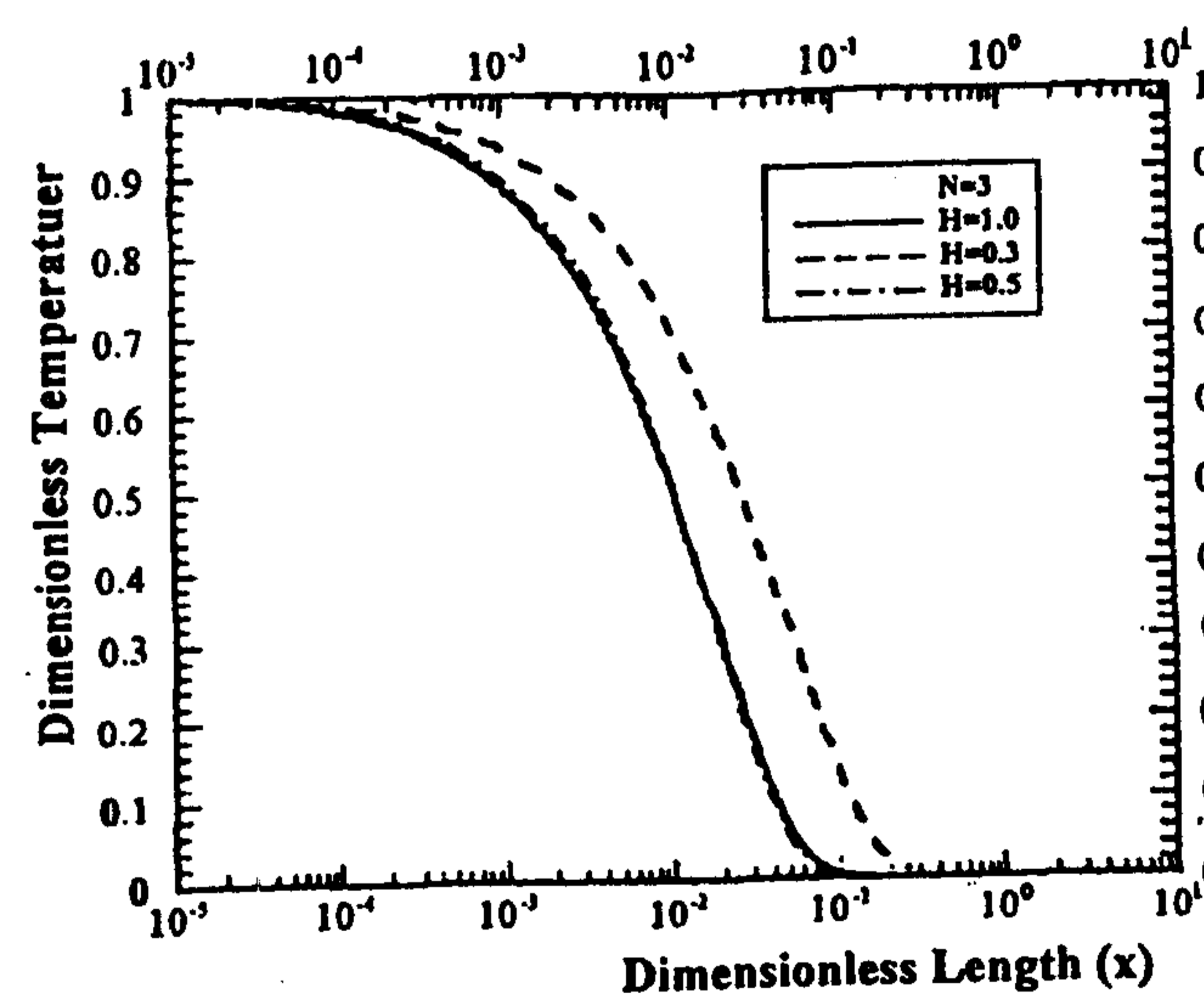
توزیع دما $\phi(R, \theta, X)$ بوسیله روش هیبرید بدست می آید که مشتق محوری $\frac{\partial h^*}{\partial X}$ پیوسته باقی می ماند و مشتقات در جهت شعاعی و زاویه ای $\frac{\partial \phi}{\partial \theta}$ و $\frac{\partial \phi}{\partial R}$ نشان داده شده است.

جدول ۲: اعداد نوسلت برای معادله (۴-ب) خواص ثابت.

تعداد پره	ارتفاع نسبی پره		
	۰/۳	۰/۶	۱/۰
	Nu	Nu	Nu
۳	۲/۴۰	۴/۵۵	۲/۶۳۷
۷	۱/۳۶۶	۱/۷۸۴	۲/۱۲۶

جدول ۳: اعداد نوسلت توسعه یافته برای ارتفاع نسبی ۱.

D	تعداد پره	مقاله حاضر	Trupp and Lau[۷]	Prakash and Liu[۳]	Zhang and Ebdian[۵]
D_h	۳	۱۲/۳۸۹			۱۲/۳۹۸
از فرمول (۴-الف)	۷	۲۷/۷۳۸			۲۹/۹۸۱
D_h	۳	۲/۶۳۷	۲/۶۱۳	۲/۶۴۳	۲/۶۴۰
از فرمول (۴-ب)	۷	۲/۱۲۶	۲/۱۳۲	۲/۱۷۰	۲/۱۶۳

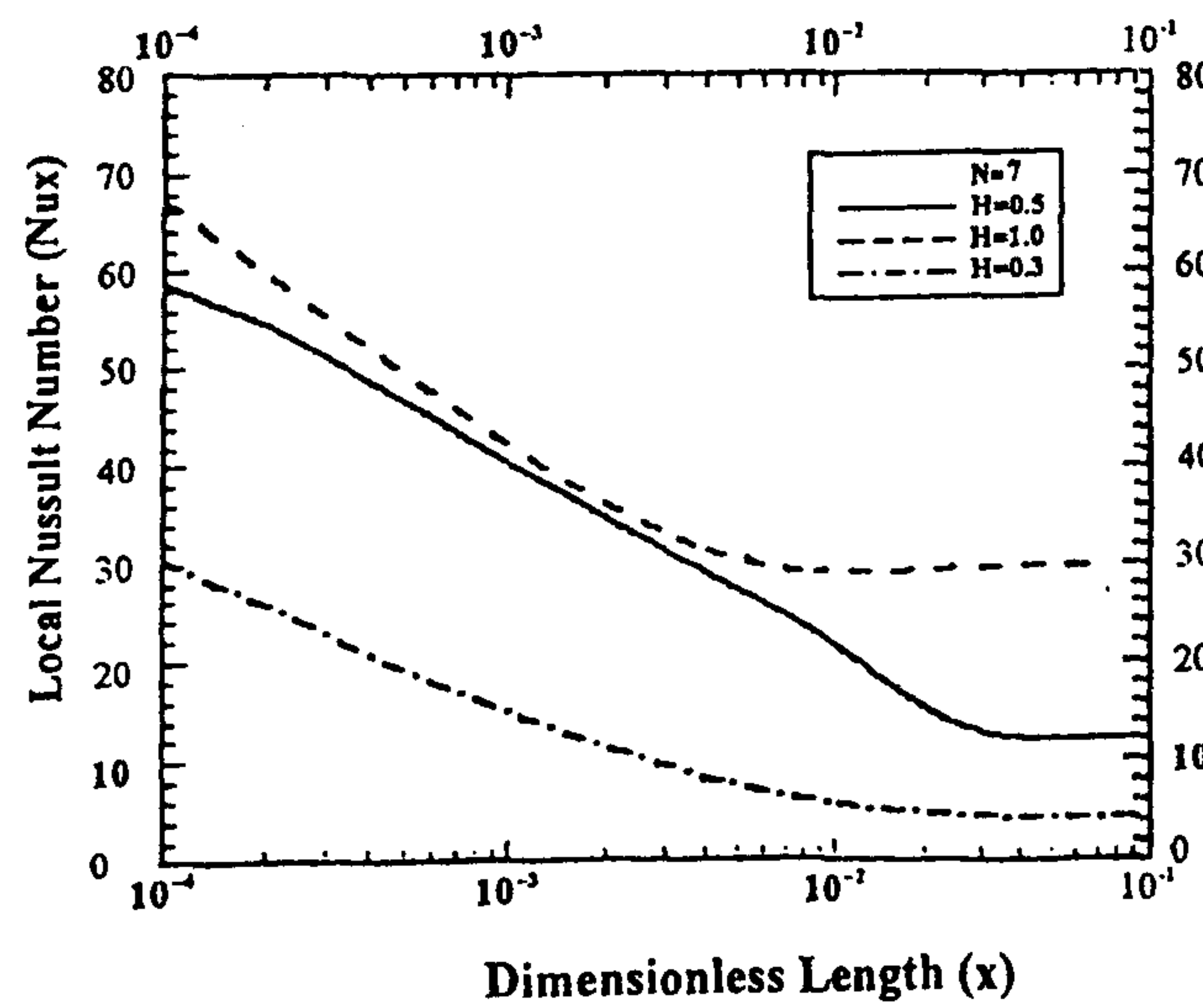
شکل ۳: نمودار تغییرات ϕ_b برحسب X برای $N = 7$.شکل ۲: نمودار تغییرات ϕ_b برحسب X برای $N = 3$.

در این شکلها ملاحظه می شود که ضریب انتقال حرارت با افزایش ارتفاع نسبی پره ها و همچنین با افزایش تعداد پره ها افزایش می یابد. همچنین در شکل (۶) تغییرات عدد نوسلت محلی برحسب عدد گریتز Gz برای سه حالت مختلف بررسی شده است. در حالت اول کانال نیمدایره ای بدون پره، در حالت دوم کانال

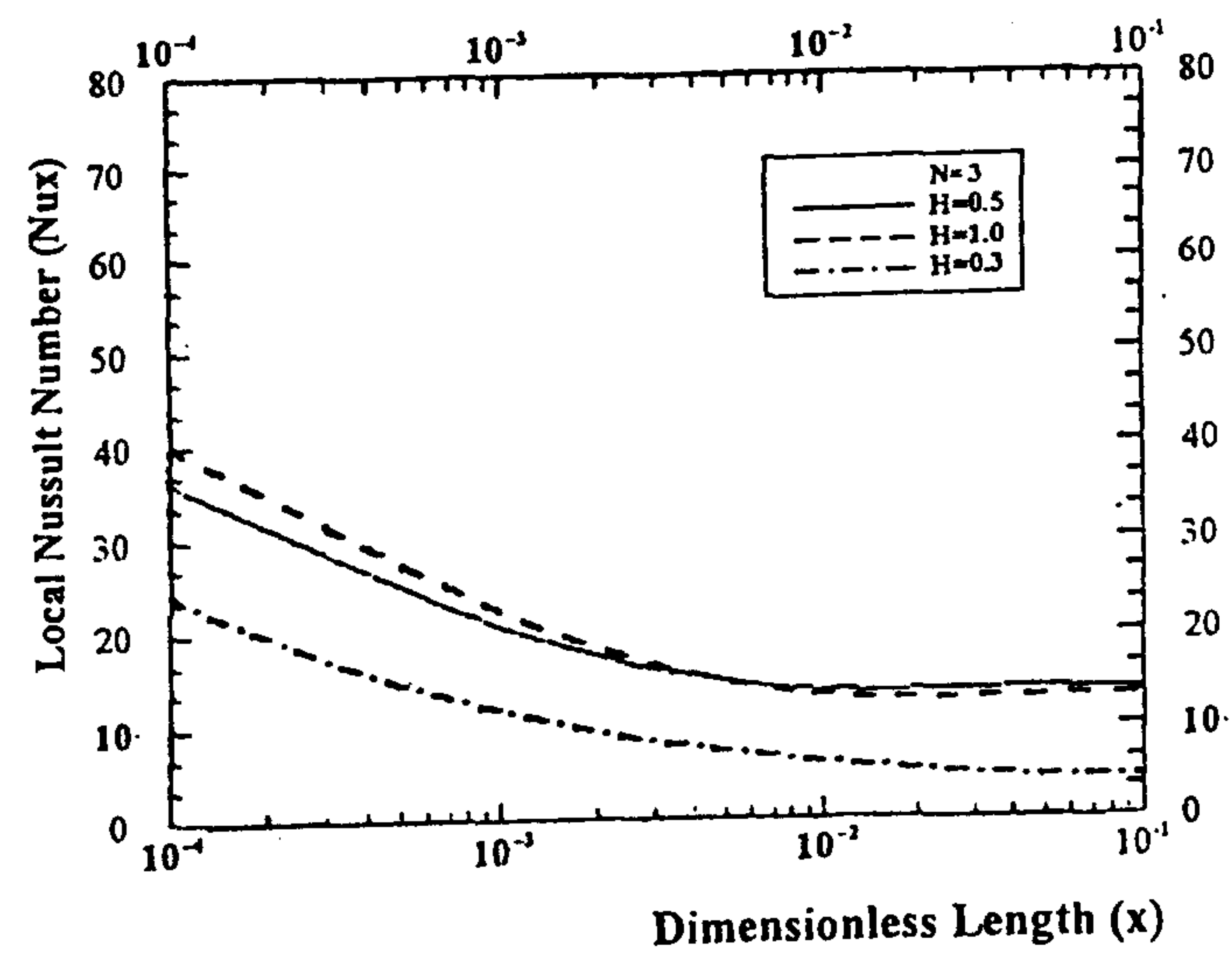
بررسی تاثیرات پره ها

در شکل (۴) تغییرات عدد نوسلت محلی برحسب طول بی بعد X برای نسبت های مختلف ارتفاع پره و تعداد پره ۳ و در شکل (۵) تغییرات عدد نوسلت محلی برحسب طول بی بعد X برای نسبت های مختلف ارتفاع پره و تعداد پره ۷ نشان داده شده است.

(۷) منحنی تغییرات عدد نوسلت محلی برحسب عدد گریتز Gz برای کانال نیمدایره ای بدون پره برای حالات خواص فیزیکی ثابت و متغیر با مرجع [۴] مقایسه شده است که تطابق خوبی مشاهده می شود.

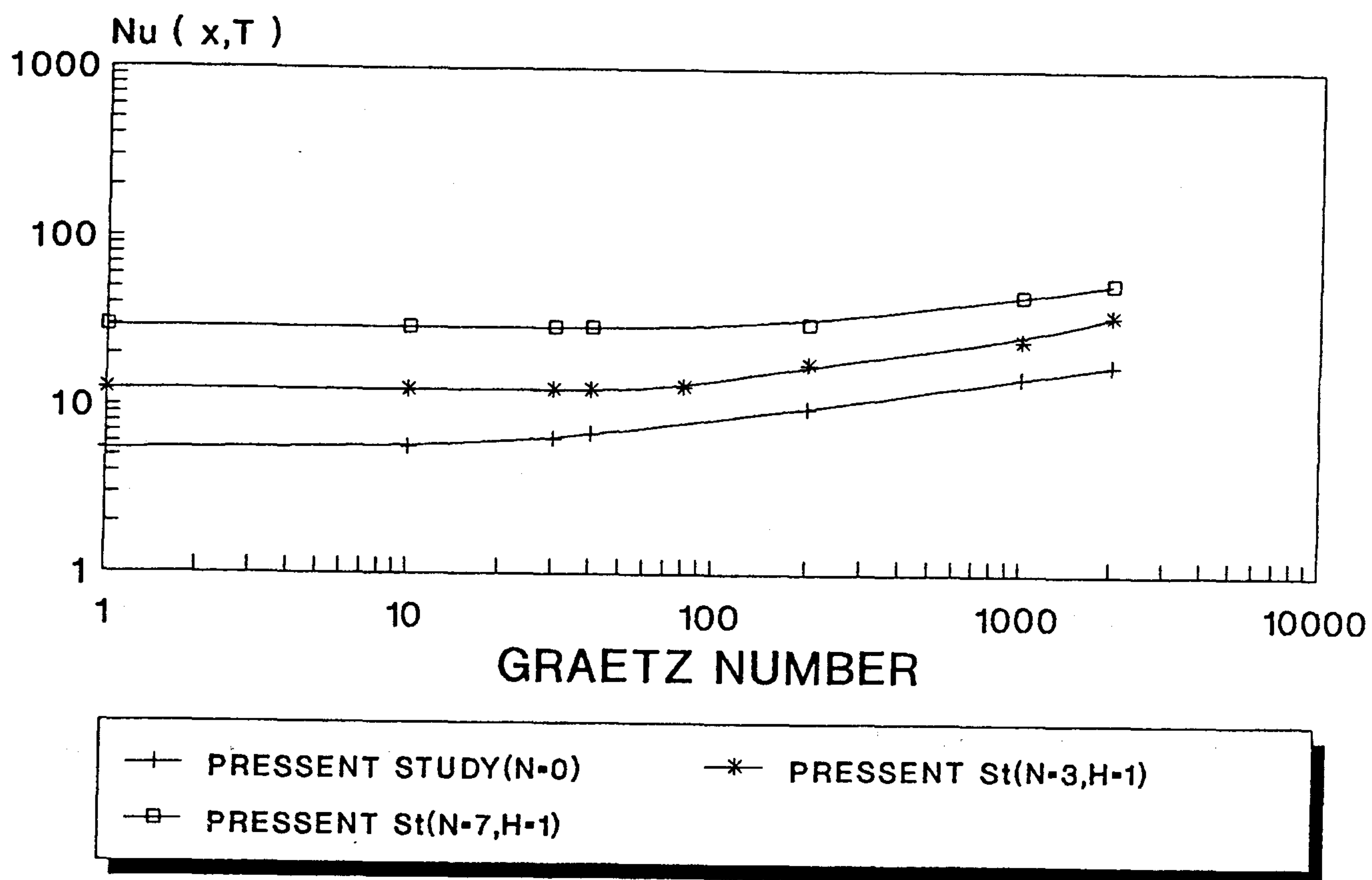


شکل ۵: نمودار تغییرات $Nu_{x,T}$ برحسب X برای $N = 7$.

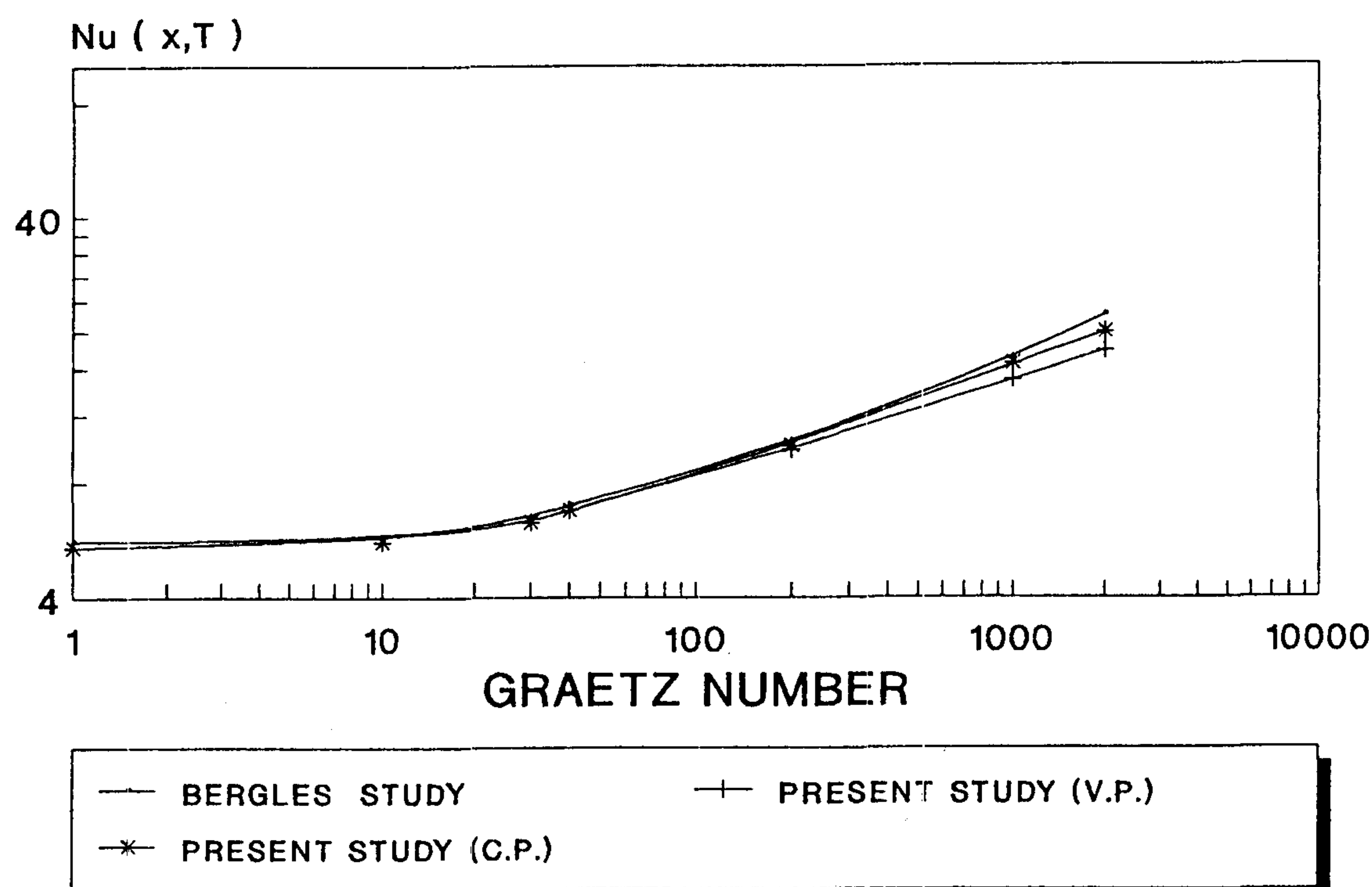


شکل ۴: نمودار تغییرات $Nu_{x,T}$ برحسب X برای $N = 3$.

نیمدایره ای با ۳ پره و در حالت سوم نیز کانال نیمدایره ای با تعداد ۷ پره در نظر گرفته شده است. ملاحظه می شود که با افزایش تعداد پره ها، و همچنین ضریب انتقال حرارت افزایش می یابد. در شکل



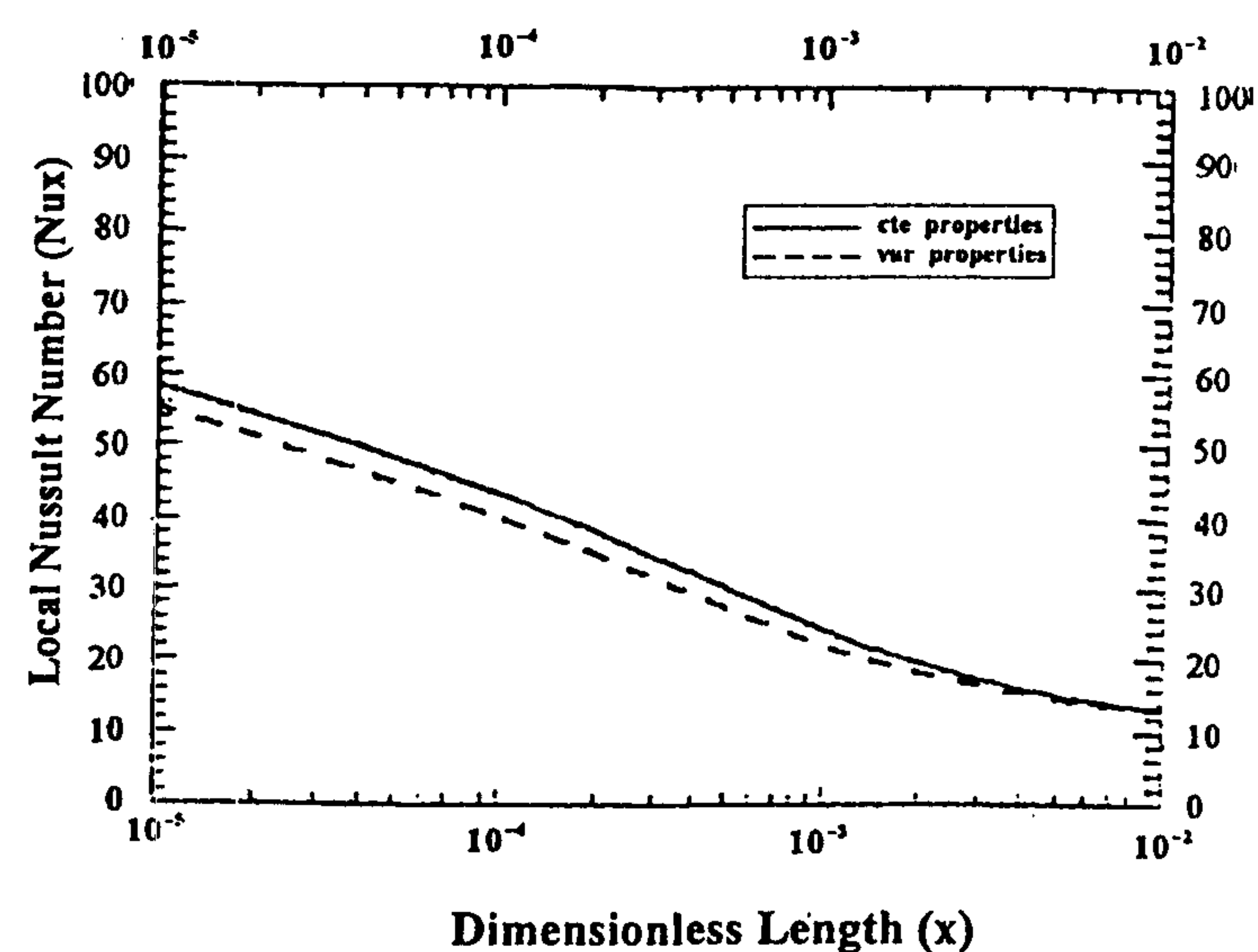
شکل ۶: نمودار تغییرات عدد نوسلت $Nu_{x,T}$ برحسب عدد گریتز Gz برای تعداد پره های مختلف ($Gz = \frac{\pi D_h P_e}{4x}$).



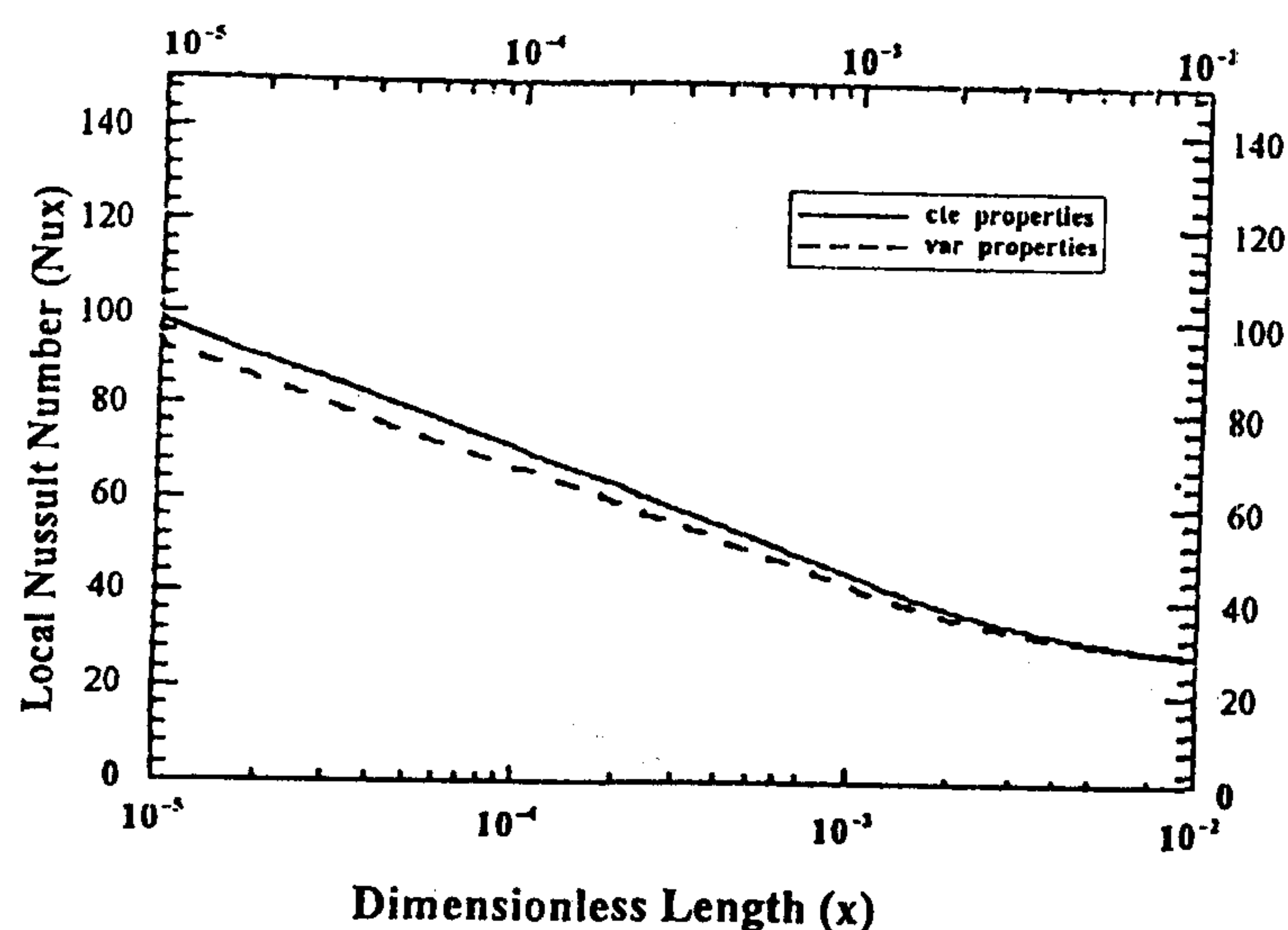
شکل ۷: نمودار تغییرات عدد نوسلت $Nu_{x,T}$ برحسب عدد گریتز Gz مقایسه حالت بدون پره با مرجع [۷] ($Gz = \frac{\pi D_h P_e}{4x}$).

برای خواص متغیر کمتر از خواص ثابت می‌باشد. در شکل (۱۰) منحنی تغییرات نسبت عدد نوسلت خواص متغیر به خواص ثابت، برحسب نسبت لزجت در دمای دیواره به لزجت دمای مخلوط برای کانال نیم‌دایره بدون پره با مرجع [۸] مقایسه شده است که از تطابق خوبی برخوردار می‌باشد.

شکل‌های (۱۱) و (۱۲)، کانتور خطوط هم‌دما و هم‌سرعت را به ترتیب در حالت ۳ پره و ۷ پره نشان می‌دهند. بدین ترتیب اهمیت تغییرات خواص فیزیکی در محاسبه سرمایه‌ش راکتور شیمیایی بوضوح نشان داده شده است.



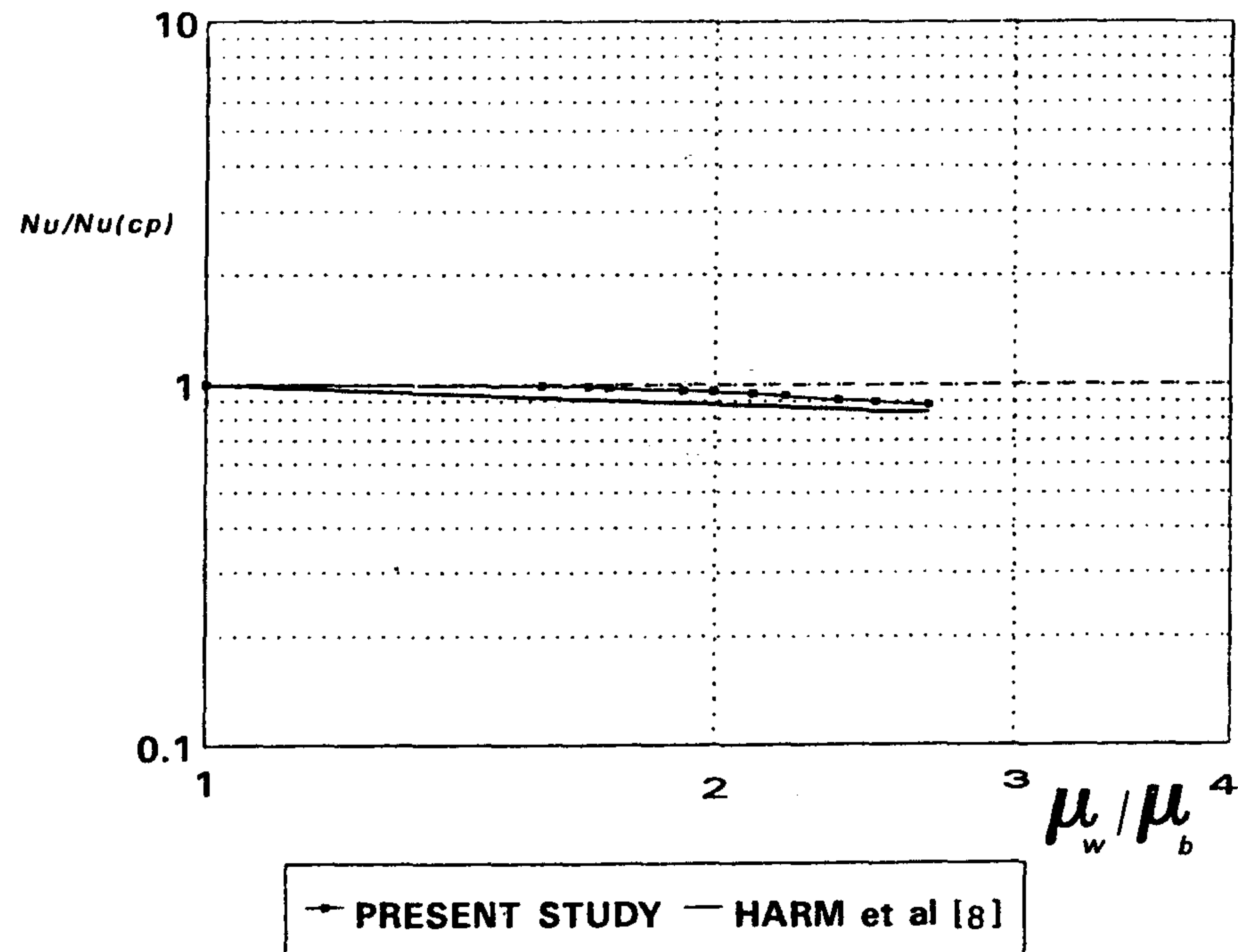
شکل ۸: نمودار تغییرات $Nu_{x,T}$ برحسب x برای $N = 3$.



شکل ۹: نمودار تغییرات $Nu_{x,T}$ برحسب x برای $N = 7$.

اهمیت تاثیر تغییرات خواص فیزیکی سیال

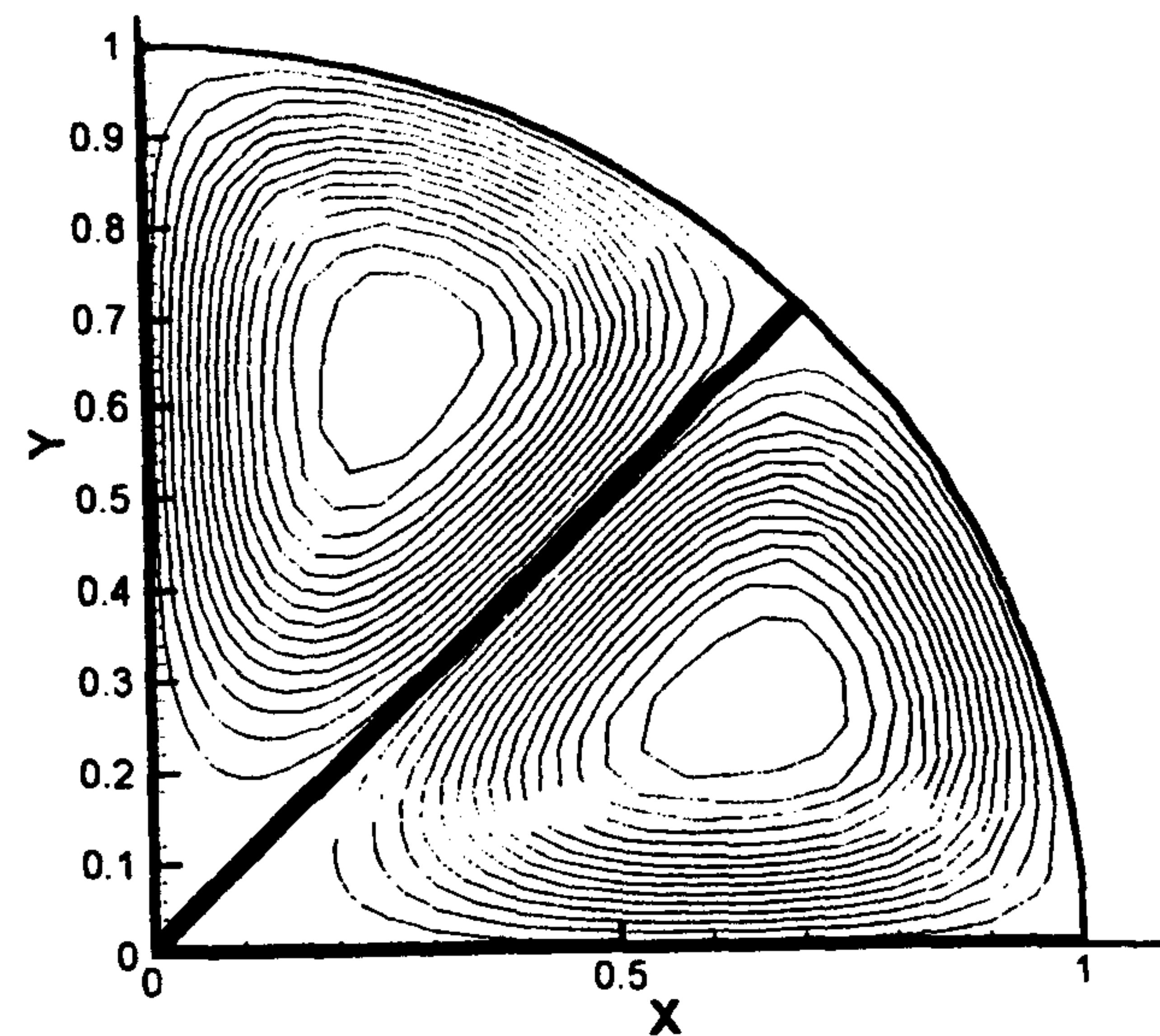
در شکل‌های (۸) و (۹) منحنی تغییرات عدد نوسلت محلی برحسب طول محور X به ترتیب برای تعداد پره ۳ و ۷ در حالت خواص فیزیکی ثابت و متغیر داده شده است. در این اشکال، ملاحظه می‌شود که در قسمتهای اولیه کانال به علت اختلاف دمای بیشتر بین سیال و دیواره، اختلاف مقادیر عدد نوسلت محلی در هر مقطع برای دو حالت خواص فیزیکی ثابت و متغیر بیشتر است و هرچه در طول کانال پیش می‌رویم با کاهش اختلاف دما، این اختلاف کاهش می‌یابد. در این مقاله به بررسی حالت سرمایه‌ش پرداخته ایم که با توجه به شکل‌های (۸) و (۹) مقادیر عدد نوسلت



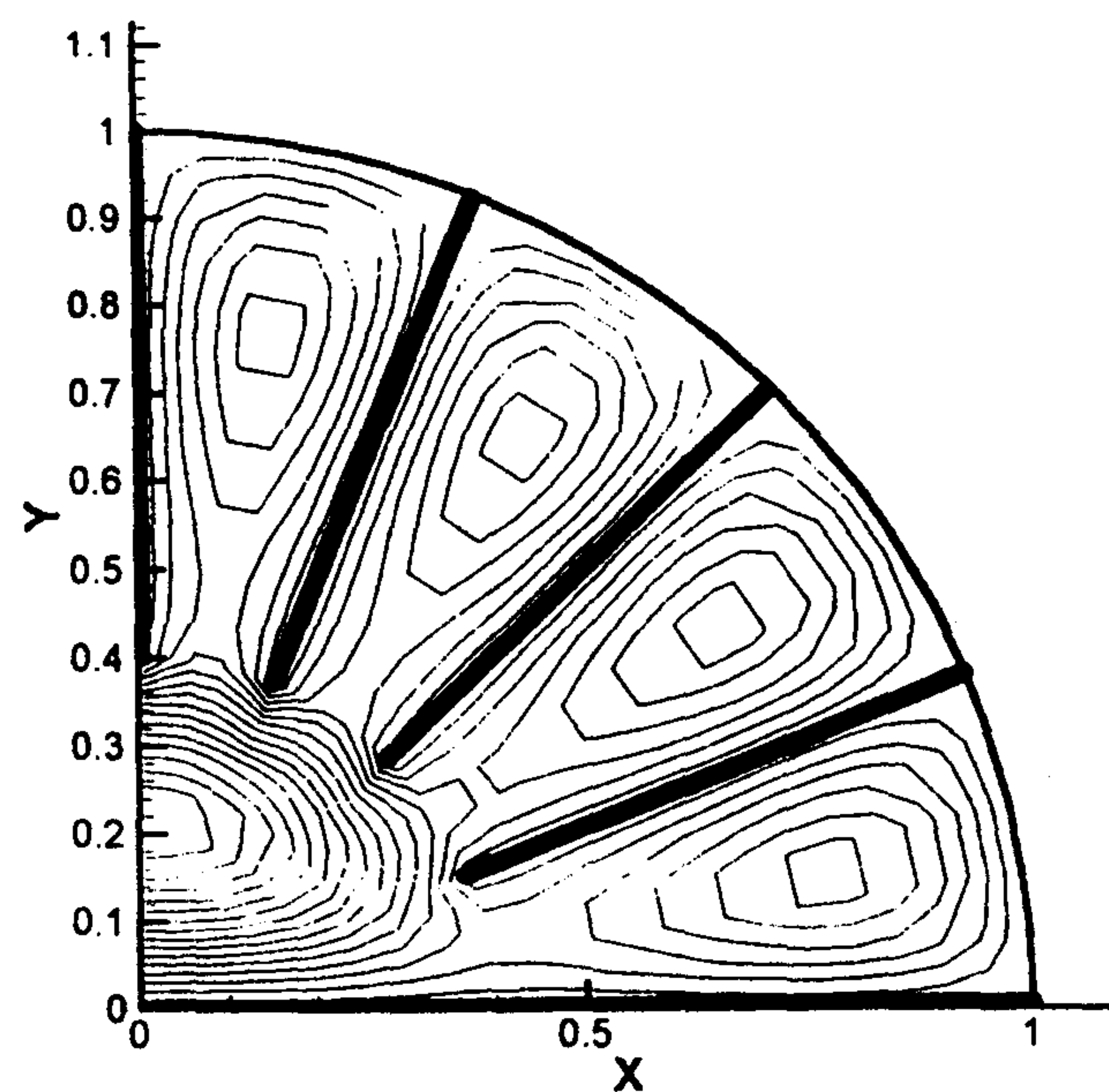
شکل ۱۰: تغییرات $(Nu/Nu_{c,p})$ برحسب (μ_w / μ_b) برای حالت توسعه یافته.

فهرست علائم

- Re: عدد رینولدز
- r_i : شعاع (m)
- T: دما (K°)
- u: سرعت سیال (m/sec)
- μ : ویسکوزیته دینامیکی سیال (pas.sec)
- ν : ویسکوزیته سینماتیکی سیال ($\frac{m^2}{sec}$)
- ρ : چگالی ($\frac{Kg}{m^3}$)
- ϕ : دمای بی بعد
- A: سطح مقطع لوله (m^2)
- r_i : شعاع داخل کانال نیمدایره‌ای (m)
- $D = 2r_i$: قطر کانال نیمدایره‌ای (m)
- f: ضریب اصطکاک لوله
- h: ارتفاع پره (m)
- R: متغیر بی بعد: r/r_i
- L: طول مشخصه کانال (m)
- m: دبی جریان جرم سیال ($\frac{Kg}{sec}$)
- N: تعداد پره
- Nu_T : عدد نوسلت توسعه یافته
- $Nu_{x,T}$: عدد نوسلت محلی
- Gz: عدد گریتز ($Gz = \frac{\pi D_h P_e}{4x}$)
- Pe: عدد پکلت
- Pr: عدد پرانتل
- P: فشار (Pas)



شکل ۱۱: خطوط همدمای برای حالت ۳ پره با ارتفاع نسبی ۱ در $x = 0/001$.



شکل ۱۲: خطوط همسرعت برای حالت ۷ پره با ارتفاع نسبی ۰/۶ در $x = 0/001$.

زیر نویس ها:

e: حالت ورودی

w: دیواره ها

*: بی بعد

b: مخلوط

C_p: ظرفیت گرمایی ویژه ($\frac{Kj}{kg}$)D_h: قطر هیدرولیکی کانال (m)H: نسبت ارتفاع پره h/r_i h': انتالی جریان سیال ($\frac{Kj}{kg}$)K: ضریب هدایت حرارتی ($\frac{W}{m^{\circ}K}$)

مراجع

- 1 - Webb, R. L. (1987). *Enhancement of single phase heat transfer in handbook of single phase convective heat transfer*. John Wiley & Sons.
- 2 - Kakac. S., Shah, R. K. and Aung, W. (1987). *Handbook of single-phase convective heat transfer*. Wiley, New York.
- 3 - Prakash, C. and Liu, Y. D. (1985). "Analysis of laminar flow heat transfer in entrance region of internally finned circular ducts." *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, PP. 84-91.
- 4 - Manglik, R. M. and Bergles, A. E. (1988). "Laminar flow heat transfer in the semi-circular tube with uniform wall temperature." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 3, PP. 625-636.
- 5 - Zhang, H. Y. and Ebdian, M. A. (1992). "Heat transfer in the entrance region of semi circular duct with thermal fins." *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 6, No. 2.
- 6 - Kays, W. M. and Crawford, M. E. (1993). *Convective heat and mass transfer*. McGraw-Hill Inc.
- 7 - Trupp, A. C. and Lau, A. C. Y. (1984). "Fully developed laminar heat transfer in circular sector duct with isothermal walls." *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, No. 2, PP. 467-469.
- 8 - Harms, T. M., Jog, M. A. and Manglik, R. M. "Effect of temperature dependent viscosity variations and boundary conditions on fully developed laminar forced convection in semi-circular duct." *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, PP. 600-605.
- 9 - Solimon, H. M., Chau, T. S. and Trupp, A. C. (1980). "Analysis of laminar heat transfer characteristics of internally finned tubes with uniform outside wall temperature." *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, PP. 598-604.
- 10 - Rohsenow, W. M. and Hartnett, J. P. (1985). *Handbook of heat transfer applications*. McGraw-Hill Inc.

۱۱ - شکوهمند، ح. "بررسی انتقال حرارت در لوله های نیمدایره ای پره دار داخلی".