

## مطالعه توزیع دما و راندمان حرارتی در پره‌های منقطع با ضریب جابجایی

### متغیر و بهینه‌سازی هندسی آن در بویلرهای بازیافت حرارتی

حسین شکوه‌مند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

محمد رضا ملأآرانی

کارشناس ارشد مکانیک تبدیل انرژی - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۷۹/۶/۱۴، تاریخ تصویب ۸۰/۴/۳۰)

#### چکیده

در این مقاله انتقال حرارت در پره‌های منقطع<sup>۱</sup> مورد مطالعه قرار گرفته است این پره‌ها معمولاً در دیگهای بازیافت حرارتی نیروگاههای سیکل ترکیبی بکار می‌روند. هدف از این بررسی یافتن شکل بهینه مقطع اینگونه پره‌ها با ضریب جابجایی متغیر می‌باشد. برای این منظور معادله هدایت حرارتی در حالت سه‌بعدی و برای پروفیل‌های مستطیلی، مثلثی، هذلولی و سهموی نوشته و با روش عددی اختلاف محدود حل شده است. به کمک نتایج بدست آمده توزیع درجه حرارت و راندمان حرارتی پره‌های منقطع با پروفیل‌های مختلف فوق‌الذکر محاسبه و مقایسه شده‌اند. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که راندمان حرارتی پره‌های منقطع با مقطع مستطیلی از دیگر پروفیلها بیشتر بوده و همچنین مقطع سهموی وضعیت بهینه برای این نوع پره‌ها با جرم ثابت را تشکیل می‌دهد.

#### واژه‌های کلیدی: پره‌های منقطع، بازیافت حرارتی

#### مقدمه

بمنظور افزایش نرخ انتقال حرارت بین یک سطح جامد و سیال مجاور آن استفاده از سطح گسترش یافته<sup>۲</sup> همواره مورد توجه بوده است. این سطوح که اصطلاحاً پره نامیده می‌شود کاربردهای فراوانی در صنعت دارد. پره‌ها عموماً در خارج لوله که سیال مورد استفاده گازی با ضریب انتقال حرارت پائین می‌باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرد. بعنوان مثال می‌توان تبادل گرهای حرارتی را که دارای ضریب انتقال حرارت پایینی هستند (طرف هوا در یک کویل هوا - خنک) را نام برد.

انتخاب شکل و آرایش پره‌ها بمنظور دستیابی به شرایط انتقال حرارت بهینه از مباحث مهم انتقال حرارت می‌باشد. تا حدود سالهای ۱۹۰۰ برای رسیدن به افزایش سطح جابجایی تعداد لوله‌های مورد استفاده را افزایش می‌دادند. تا اینکه در حدود سالهای ۱۹۲۰ تکنولوژی ساخت پره‌های شعاعی از جنس آلومینیوم برای تبادل گرهای حرارتی هوا - خنک مطرح شد. در این پره‌ها جوشکاری بین لوله و پره برای درجه حرارتهای بالا مورد استفاده قرار می‌گرفت.

تا حدود سال‌های ۱۹۶۰ شکل پره‌های بکارگرفته‌شده به صورت L بودند که برای نصب پره بر روی لوله از جوشکاری با فرکانس ۵۰-۶۰ هرتز استفاده می‌کردند در این زمان شکافهایی را در جهت شعاع بر روی پره برای افزایش سطح و محیط پره ایجاد کردند. در سال ۱۹۷۰ تکنولوژی جدید جوشکاری فرکانس بالا ۴۵۰ هرتز جهت استفاده در ساخت پره‌ها مطرح شد که این نوع جوشکاری موجب کاهش جنس مصرفی پره (با تبدیل شکل پره L به شکل پره I) و همچنین موجب افزایش سرعت جوشکاری شدند. بنابراین جوشکاری فرکانس بالا به علت مزایای بیشتر نسبت به جوشکاری فرکانس پائین منحصراً مورد استفاده قرار می‌گیرد. در حال حاضر هم هردو نوع پره منقطع و مسطح با روش جوشکاری فرکانس بالا ساخته می‌شوند.

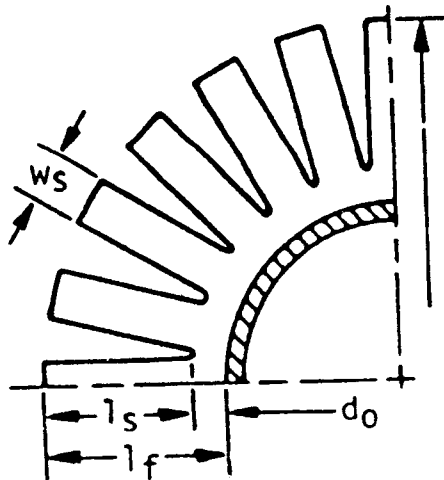
در سال ۱۹۷۴ [Weierman ۱] و همکارانش توانستند افت فشار و انتقال حرارت را برای دسته لوله‌های با پره‌های منقطع که با آرایش مستطیلی و مثلثی قرار گرفته بودند به صورت تجربی اندازه‌گیری کرده و تفاوت‌های بین این‌دو را نشان دهند. پس از آن نیز

Mikk [۱۰] بهینه تغییرات ضخامت پره را در طول پره پیدا کردند. Brown [۱۱] از توابع بسل جهت بهینه کردن ساده‌ترین شکل هندسی پره دایروی ضخامت ثابت، استفاده کرد. Ullmann و Kalman [۱۲] نیز تمام نتایج Brown را با استفاده از روش تحلیلی و توابع بسل برای پره‌های دایروی با سطح مقطعهای مستطیلی، مثلثی، هذلولوی و سهموی بدست آوردند.

## تئوری و معادلات حاکم

### معادله هدایت حرارتی پره

شکل (۱) مقطعی از پره‌های منقطع را که روی لوله قرار دارد نشان می‌دهد. پره‌ها عموماً بوسیله ماشین‌کاری، جوش، لحیم و یا روشهای دیگر به سطح دیواره متصل می‌شوند.



شکل ۱: پره منقطع.

همانگونه که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، شکل هندسی متقارن است. لذا مسئله را برای یک قطعه از پره حل می‌کنیم در اینصورت با استفاده از شکل کلی معادله انرژی معادله هدایت حرارتی سه بعدی پره در شرایط دائم به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

### شرایط مرزی

$$T(r, \theta, z) = T_b \quad r = R_0 \quad (2-الف)$$

$$k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = h(T - T_\infty) \quad r = R_1 \quad (2-ب)$$

Weierman [۲،۳] تحقیقات وسیعی را جهت بدست آوردن معادلات طراحی برای آرایشهای هندسی متفاوت دسته لوله‌ها با پره‌های منقطع انجام دادند و نتیجه گیری نمودند که آرایش هندسی مثلی در دسته لوله‌ها مناسبتر است. همچنین در سال ۱۹۹۴ Reid و Taborek [۴] استفاده پره‌های منقطع نسبت به پره‌های مسطح در بویلرهای باز یافت حرارتی را بیان کردند.

مزایای پره‌های منقطع را می‌توان بصورت زیر بیان کرد:

الف- ساده بودن ساخت پره.

ب- ضریب انتقال حرارت بالا به دلیل وجود اغتشاشات جریان.

ج- بالا بودن راندمان به علت ساده بودن ساخت این نوع پره‌ها و همچنین توانایی استفاده از پره‌های بلندتر

د- در تبادل گرهای حرارتی که از این نوع پره‌ها استفاده می‌کنند به دلیل وجود سطح تماس بیشتر نسبت به پره‌های مسطح می‌تواند از تعداد کمتری لوله استفاده شود در نتیجه این نوع تبادل گرهای سبکتر و ارزانتر خواهند بود.

در طول دو دهه اخیر در تمام کاربردها پره‌های منقطع بسرعت جایگزین پره‌های مسطح شده و اعتماد لازم جهت استفاده را بدست آورده‌اند. در حال حاضر این نوع پره‌ها در بویلرهای باز یافت اتلاف حرارتی - تبادل گرهای حرارتی هوا خنک - کوره‌های اصلاح کننده - بویلرهای بستر سیال - بویلرهای خروجی توربین گاز و بخشهای انتقال گرمای گرم کننده آتشی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

تأمین نرخ انتقال حرارت مطلوب همزمان با مینیمم کردن وزن پره به لحاظ ملاحظات اقتصادی از جمله مسائل مهم در بهینه‌سازی و انتخاب نوع جنس و شکل پره‌ها می‌باشد. در ارتباط با مسئله بهینه‌سازی انتقال حرارت پره‌ها برای یک وزن مشخص از پره می‌توان مقادیر متفاوتی از حرارت را بسته به شکل و هندسه پره از آن عبور داد. بهینه کردن پره به شکلی از پره گفته می‌شود که ماکزیمم انتقال حرارت برای یک وزن مشخص از پره را داشته باشد. در ارتباط با بهینه‌سازی شکل پره‌ها تا بحال تحقیقات زیادی انجام گرفته که در زیر به تعدادی از آنها بطور خلاصه اشاره شده است. Gardner [۵] با در نظر گرفتن فرضیاتی توانست راندمانهای مختلفی برای پره‌های مستقیم و سوزنی پیدا کند او همچنین مقادیر راندمانهای پره‌های دایروی را که دارای ضخامت ثابت بودند نیز ارائه کرد. نتایج مربوط به کارهای انجام شده در این خصوص در کتاب Eckert و Drake [۶] آورده شده است.

مسئله بهینه سازی برای پره‌های مستقیم توسط Schmidt [۷] حل شده است که همین نتایج توسط Duffin و McClain [۸] تأیید شده است. آنها فرض کردند که مینیمم وزن پره یک توزیع درجه حرارت خطی در امتداد طول پره دارد. Maday و Guceri [۹] و

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_0}, \quad \phi = \frac{T}{T_0}$$

$$x = \frac{r}{R_0}, \quad \bar{R} = \frac{R_1}{R_0}$$

$$m_f = L \frac{\sqrt{2h}}{k\delta_0}$$

برای قراردادن مقادیر بالا و متغیر مربوط به پره در رابطه ۴ خواهیم داشت:

$$\frac{d^2\phi}{dx^2} + \left[ \frac{1}{x} + \frac{1}{\bar{\delta}} \frac{d\bar{\delta}}{dx} \right] \frac{d\phi}{dx} - \frac{m_f^2}{\bar{\delta}(\bar{R}-1)^2} \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{d\bar{\delta}}{dx} \right)^2 \left( \frac{\delta_0}{R_0} \right)^2 + 1 \right]^{1/2} \phi = 0 \quad (5)$$

برای نشان دادن شکلهای پروفیل مختلف از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$\bar{\delta} = \left( \frac{R_f - x}{R_f - L} \right)^n \quad (6)$$

که  $n=0$  و  $R_f = \bar{R}$  برای ضخامت ثابت (مقطع مستطیلی)،  $n=-1$  و  $R_f=0$  نشاندهنده مقطع هذلولی با لبه تیز در بی‌نهایت که در عمل در فاصله  $R_1$  نسبت به مرکز لوله بریده شده،  $n=1$  و  $R_f = \bar{R}$  معرف مقطع مثلثی که در ابتدا ضخامت برابر  $\delta_0$  و در انتها صفر ( $\delta=0$ ) می‌باشد زاویه پره به ضخامت  $\delta_0$  و طول پره  $L$  وابسته است.  $n=2$  و  $R_f = \bar{R}$  نشاندهنده مقطع سهموی که همچون پره مثلثی دارای ضخامت  $\delta_0$  در ابتدا و لبه تیز در  $R_1$  می‌باشد. با قراردادن معادله (۶) در معادله (۵) خواهیم داشت:

$$\frac{d^2\phi}{dx^2} + \left( \frac{1}{x} - \frac{n}{R_f - x} \right) \frac{d\phi}{dx} - \frac{m_f}{(R-1)^2} \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{n}{R_f - x} \right)^2 \left( \frac{\delta_0}{R_0} \right)^2 + \left( \frac{R_f - 1}{R_f - x} \right)^{2n} \right]^{1/2} \phi = 0 \quad (7)$$

شرایط مرزی

$$\phi = 1 \quad \text{at} \quad x = 1 \quad (8\text{-الف})$$

$$\frac{d\phi}{dx} = -Bi \cdot \phi \quad \text{at} \quad x = \bar{R} \quad (8\text{-ب})$$

راندمان پره

راندمان پره پارامتری است که عملکرد حرارتی پره را تعیین می‌کند. زمانی که حرارت از ریشه یک پره به سمت نوک آن جریان

$$k \frac{\partial T}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} = h(T - T_\infty) \quad \theta=0 \quad (2\text{-ج})$$

$$k \frac{\partial T}{\partial \theta} \Big|_{\theta=13^\circ} = h(T - T_\infty) \quad \theta=13^\circ \quad (2\text{-د})$$

$$k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = h(T - T_\infty) \quad z=0 \quad (2\text{-ه})$$

$$k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{z=t} = h(T - T_\infty) \quad z=t \quad (2\text{-و})$$

در روابط بالا ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال  $h$  از رابطه Jacobi که برای پره‌های دایروی پیشنهاد شده استفاده شده است.

$$h(r, \theta) = h_0 r \left( \frac{2}{3} + \frac{1}{3} \cos \theta \right) \quad (3)$$

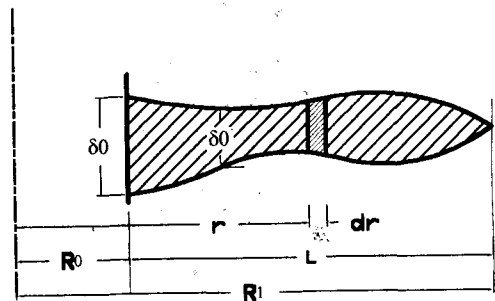
معادلات بهینه‌سازی

برای طراحی پره‌ها طراح علاقمند است که بهترین شکل پره را از لحاظ اقتصادی و ساخت انتخاب کند ولی بعد از انتخاب شکل می‌بایست از نظر هندسی نیز پره را بهینه کند. پره‌ها را می‌توان از نظر هندسی به یکی از دو طریق زیر بهینه‌سازی کرد:

الف - بیشترین حرارت تلف شده به ازای وزن ثابتی از پره.

ب - محاسبه کمترین وزن به ازای تلفات حرارتی ثابت.

که در این مقاله حالت اول مورد بررسی قرار گرفته است. جهت انتخاب بهینه‌ترین مقطع پره از روش Ullmann و Kalman برای بهینه هندسی پره‌های مقطع استفاده شده است. که موازنه حرارت برای یک حجم کنترل به طول  $dr$  بدین صورت نوشته می‌شود (شکل ۲).

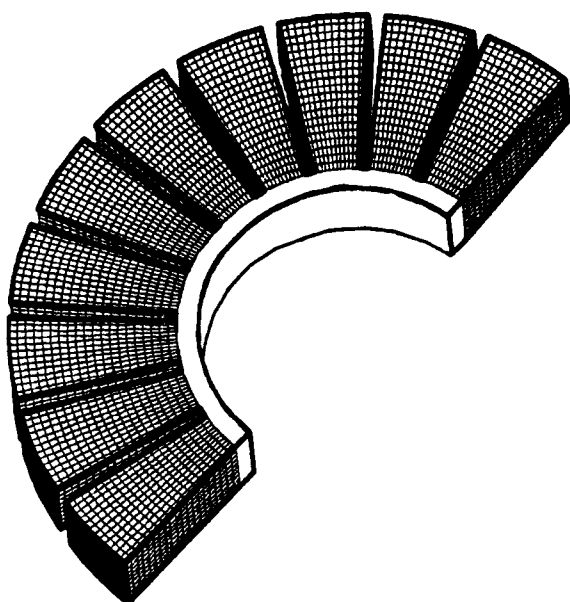


شکل ۲: حجم کنترل برای موازنه حرارتی.

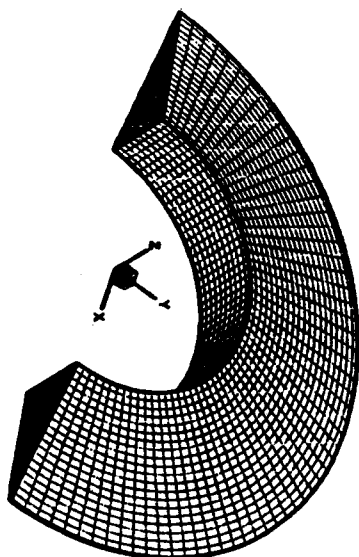
$$\frac{d}{dr} (k\pi r \delta \frac{dT}{dr}) = 2h\pi r T \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{d\delta}{dr} \right)^2 + 1 \right]^{1/2} \quad (4)$$

برای بی‌بعد کردن از متغیرهای زیر استفاده شده است.

مسئله در شکل (۳) آورده شده است. و نمونه شبکه‌های بکار گرفته شده برای سطح مقطع‌های مثلثی، سهموی، هذلولی و دوزنقه‌ای در شکل‌های (۴) و (۵) و (۶) و (۷) آورده شده است. جهت درست بودن برنامه نوشته شده راندمان پره برای پره‌های دایره‌ای با ضریب جابجایی ثابت و بدست آورده شده و با مقادیر بدست آمده توسط که Ullmann شده Kalman [12] در یک شرایط مساوی می‌باشند مقایسه که اختلاف بین این دو نمودار ۵ تا ۱۰ درصد بوده است این اختلاف در روش‌های عددی قابل قبول می‌باشد. نمونه این دو نمودار جهت مقایسه در شکل‌های (۸) و (۹) نشان داده شده است.



شکل ۳: شبکه پره منقطع با پروفیل مستطیلی.



شکل ۴: شبکه پره با پروفیل مثلثی.

می‌یابد بخاطر وجود مقاومت حرارتی جنس پره، دما کاهش پیدا می‌کند بنابراین اختلاف دمای بین پره و سیال از اختلاف دمای بین ریشه و نوک پره به سبب تغییر در جریان حرارتی بزرگتر خواهد بود.

راندمان پره بصورت نسبت حرارت منتقل شده بوسیله پره به حرارت کل سطح پره در صورتی که در دمای پایه پره باشد تعریف می‌شود:

$$\eta = \frac{q}{q_{\max}} \quad (9)$$

که با استفاده از رابطه (۶) راندمان به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\eta = \frac{\left. \frac{d\phi}{dx} \right|_{x=1}}{\frac{m^2}{(R-1)^2} \left[ \int_1^R \frac{1}{4} n^2 \frac{(R-x)^{2n-2}}{(R-1)^{2n}} \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + 1 \right]^{1/2} x dx} \quad (10)$$

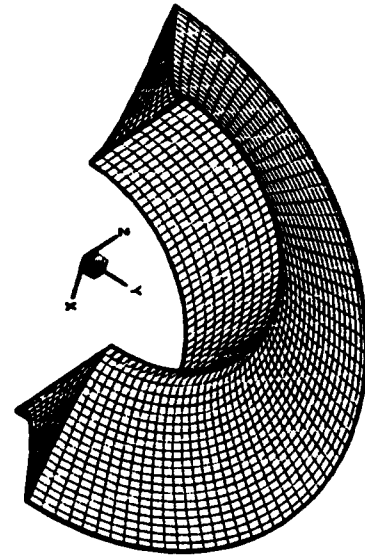
که جهت ساده نمودن مسأله فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- ۱- پایدار بودن پروفیل دما.
- ۲- همگن بودن جنس پره که در این صورت ضریب انتقال حرارت  $k$  و دانسیته  $\rho$  ثابت هستند (تابعی از دما نیستند)
- ۳- ضریب انتقال حرارت  $h$ ، بین سطح پره و محیط هم ثابت و هم متغیر در نظر گرفته شده است.
- ۴- دمای پایه پره و محیط ثابت است.
- ۵- ضخامت پره در مقایسه با طول آن کوچک است ولی برای تعمیم بخشیدن به مسئله گرادیانهای دما در جهت ضخامت پره ( $Z$ ) نیز منظور شده‌اند.
- ۶- از انتقال حرارت تشعشع و جابجایی آزاد از سطح پره صرف نظر شده است.

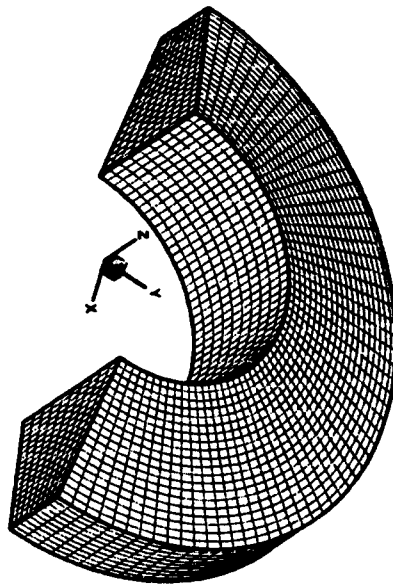
## روش حل معادلات

برای حل معادلات از روش عددی تفاضل محدود<sup>۳</sup> استفاده شده است از آنجا که این مسئله بصورت سه‌بعدی مورد بررسی قرار می‌گیرد یک شبکه سه‌بعدی جهت حل معادلات در نظر گرفته می‌شود، که این شبکه می‌تواند به صورت یکنواخت و یا غیر یکنواخت در نظر گرفته شود. در صورت استفاده از شبکه غیریکنواخت در مسائل انتقال حرارت هدایتی، زمان محاسبه بالا رفته ولی دقت جواب‌های بدست آمده بیشتر خواهد شد. در این مسئله بدلیل تفاوت ناچیز شبکه یکنواخت و غیر یکنواخت جهت کاهش زمان محاسبه یک شبکه یکنواخت مورد استفاده قرار گرفته است. برای این شبکه در جهت شعاعی ۲۱ نقطه، در جهت مماسی ۱۳ نقطه (برای قطاع ۱۳ درجه) و در جهت ضخامت پره ۱۱ نقطه در نظر گرفته شده است که نمونه شبکه اتخاذ شده جهت حل این

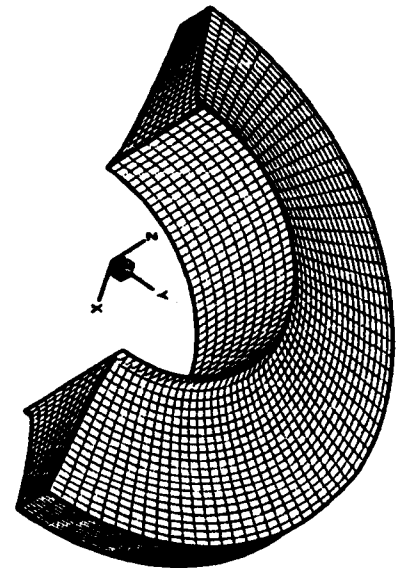
اختلاف دمای بین ریشه و نوک پره بزرگتر خواهد بود. بنابراین چنانچه طول پره افزایش یابد به همان اندازه از مجموع انتقال حرارت کاسته می‌شود و این اثر باعث کاهش راندمان حرارتی می‌گردد. راندمان حرارتی برای پره‌های بلند، نازک و یا پره‌هایی که از جنس با ضریب هدایت حرارتی پایین درست شده‌اند کم می‌باشد.



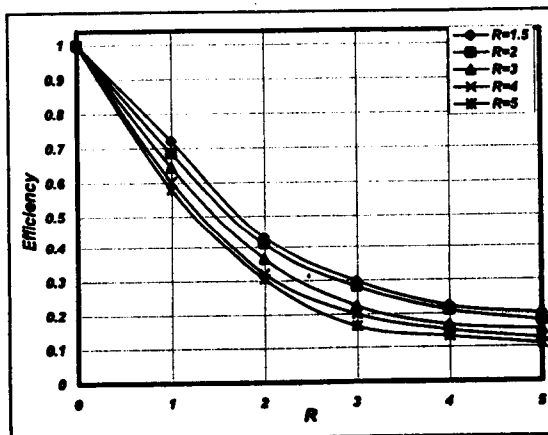
شکل ۵: شبکه پره با پروفیل سهموی.



شکل ۷: شبکه پره با پروفیل دوزنقه‌ای.



شکل ۶: شبکه پره با پروفیل هذلولی.



شکل ۸: راندمان پره دایروی با مقطع مستطیلی و  $h$  ثابت.

منحنی شکل‌های (۱۰) تا (۱۷) نشان‌دهنده راندمان پره‌های مقطع با پروفیل مستطیلی، مثلثی، هذلولی و سهموی برای  $h$  ثابت و متغیر و همچنین برای نسبت شعاع‌های مختلف می‌باشند. با بررسی این منحنی‌ها نتایج زیر بدست می‌آید:

- ۱- ماکزیمم مقدار راندمان پره زمانی است که طول پره صفر باشد.
- ۲- با افزایش پارامتر پره راندمان پره کاهش می‌یابد که این کاهش در ابتدا با شدت زیاد و در انتها به کندی می‌باشد.

## ارائه نتایج

یکی از نتایجی که می‌توان برای پره‌های مقطع به دست آورد بررسی تأثیر راندمان بر روی این پره‌ها می‌باشد که برای نشان دادن راندمان پره عموماً آنها را بر حسب پارامتر پره رسم می‌کنند. استفاده از پارامتر پره بدین علت است که راندمان پره به ساختمان هندسی پره، جنس آن و همچنین انتقال حرارت محیط بستگی دارد. زمانی که حرارت از ریشه یک پره به سمت نوک آن جریان می‌یابد بخاطر وجود مقاومت حرارتی جنس پره، دما کاهش می‌یابد و اختلاف دمای بین پره و سیال به سبب تغییر در جریان حرارتی از

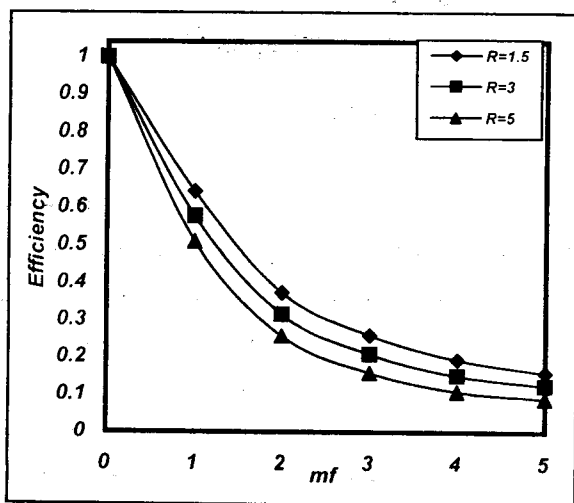
تغییر به علت افزایش سطح جابجایی و کاهش سطح هدایت می‌باشد.

۴- برای  $RE = 1.5$  راندمان پره با پروفیل هذلولی تقریباً با راندمان پروفیل مستطیلی برابر می‌باشد. اما با افزایش  $RE$  راندمان پروفیل هذلولی شباهت زیادی به پره‌های نوک تیز پیدا می‌کند.

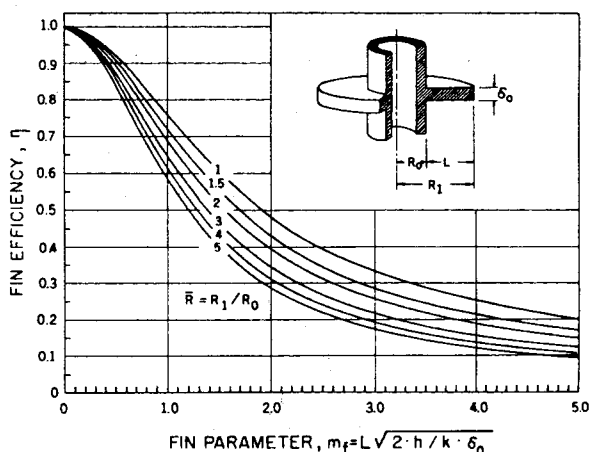
۵- همانگونه که در منحنی‌ها دیده می‌شود راندمان پره با ضریب جابجایی متغیر ۳ تا ۵ درصد از راندمان پره با ضریب جابجایی ثابت کمتر می‌باشند که این اختلاف به جهت در نظر گرفتن اثرات شعاع و زاویه پره و همچنین افزایش جریان حرارتی در اثر افزایش ضریب انتقال حرارت می‌باشد.

پره‌ها بطور گسترده‌ای در تبادل گرهای حرارتی برای افزایش انتقال حرارت مورد استفاده قرار می‌گیرند. بنابراین به علت اهمیت این موضوع می‌بایست پره‌های استفاده شده را از نظر هندسی و ماکزیمم کردن انتقال حرارت بهینه نمود تا هزینه‌های مصرفی تا حد امکان کاهش یابند.

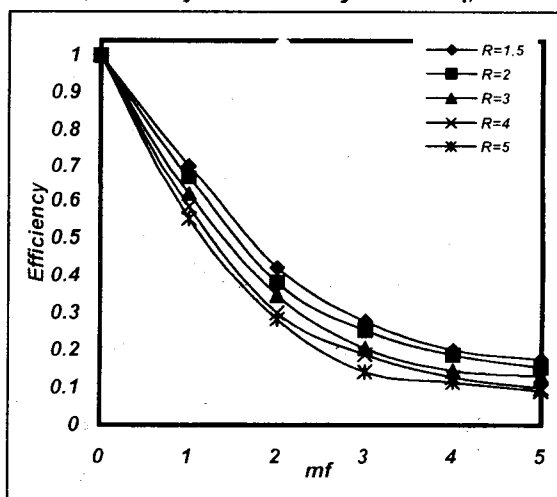
شکلهای (۱۸) تا (۲۱) بیانگر اتلاف حرارت با  $h$  ثابت و متغیر برای پروفیل‌های مستطیلی، مثلثی، هذلولی و سهموی با عدد بیو ۰.۱ و ۰.۰۱ می‌باشد. با مشاهده این شکلهای متوجه می‌شویم که اتلاف حرارت برای  $h$  ثابت بیشتر از اتلاف حرارت با  $h$  متغیر می‌باشد. همینطور که در بالا بیان شد این اختلاف به علت زیاد شدن جریان حرارتی در اثر افزایش  $h$  می‌باشد. همچنین نمودارها دارای یک مقدار ماکزیمم برای حرارت تلف شده برای یک جرم مشخص می‌باشند که اتلاف حرارتی با افزایش  $RE$  زیاد شده و بعد از ماکزیمم شدن مقدار آن با افزایش  $RE$  حرارت تلف شده کاهش می‌یابد که علت این کاهش، زیادتر بودن افزایش جرم نسبت به افزایش اتلاف حرارتی می‌باشد.



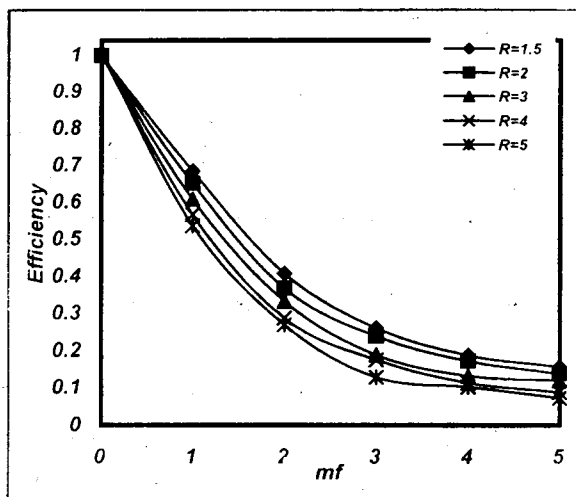
شکل ۱۲: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل مثلثی و  $(h=Cte)$ .



شکل ۹: راندمان پره دایروی با مقطع مستطیلی و  $h$  ثابت (بدست آمده توسط Kalman و Ullmann).

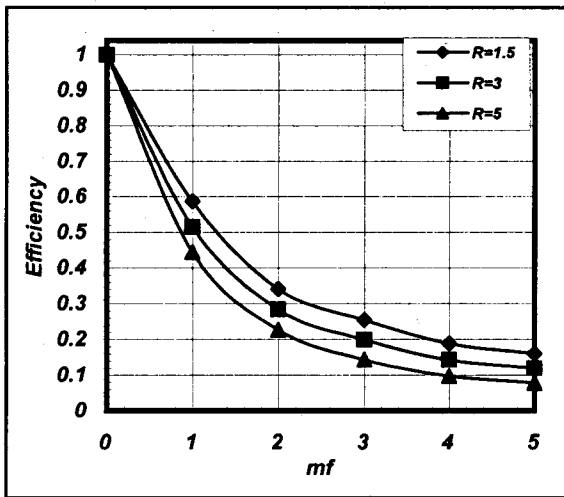


شکل ۱۰: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل مستطیلی و  $(h=Cte)$ .

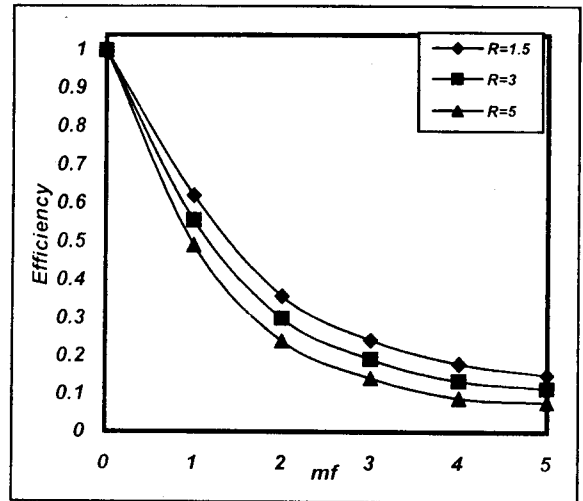


شکل ۱۱: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل مستطیلی و  $(h=Var)$ .

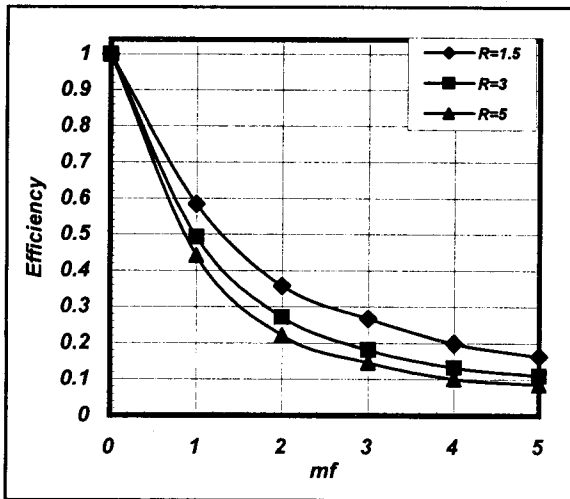
۳- در یک پارامتر مشخص، پره با پروفیل مستطیلی بیشترین راندمان و پره با پروفیل سهموی کمترین راندمان را دارد، که این



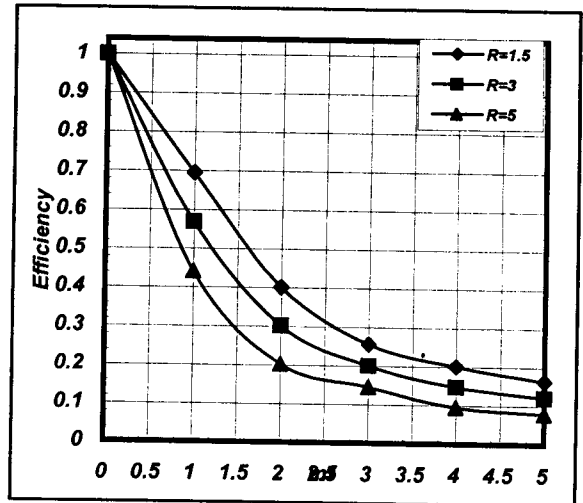
شکل ۱۶: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل سهموی و  $(h=Cte)$ .



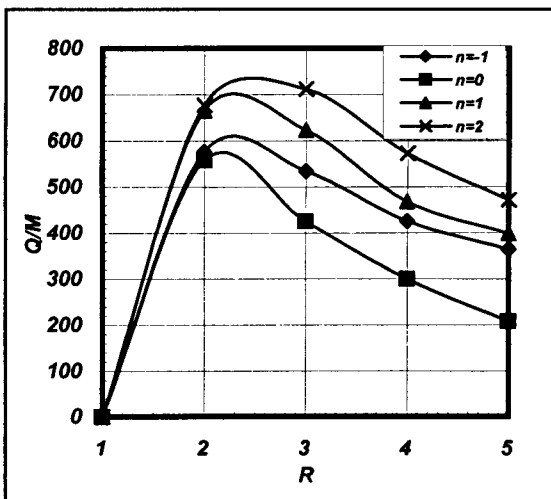
شکل ۱۳: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل مثلثی و  $(h=Var)$ .



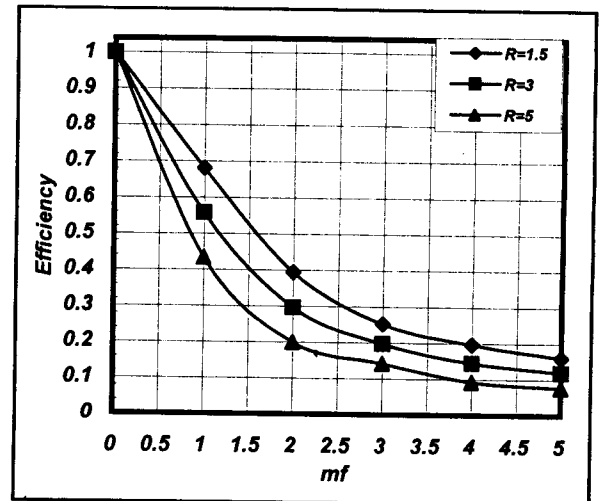
شکل ۱۷: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل سهموی و  $(h=Var)$ .



شکل ۱۴: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل هذلولی و  $(h=Cte)$ .



شکل ۱۸: اتلاف حرارت بر جرم با  $h$  ثابت  $(Bi=0.01)$ .



شکل ۱۵: راندمان پره‌های منقطع با پروفیل هذلولی و  $(h=Var)$ .

### جمع بندی

همانگونه که از نتایج دیده می‌شود راندمان حرارتی پره‌های منقطع با مقطع مستطیلی از دیگر پروفیل‌ها بیشتر می‌باشد. همچنین بهینه هندسی پره‌ها جایی خواهد بود که منحنی مورد نظر ماکزیمم شود. اتلاف حرارتی در پره سهموی از دیگر شکلها با جرم یکسان به جهت زیاد شدن طول پره بیشتر می‌باشد و در نتیجه مقطع سهموی به عنوان مقطع بهینه با جرم ثابت برای این نوع پره‌ها در نظر گرفته می‌شود ولی می‌بایست در نظر داشت که ساخت این نوع پره‌ها مشکلات بیشتری نسبت به پره‌های دیگر دارد.

### فهرست نمادها

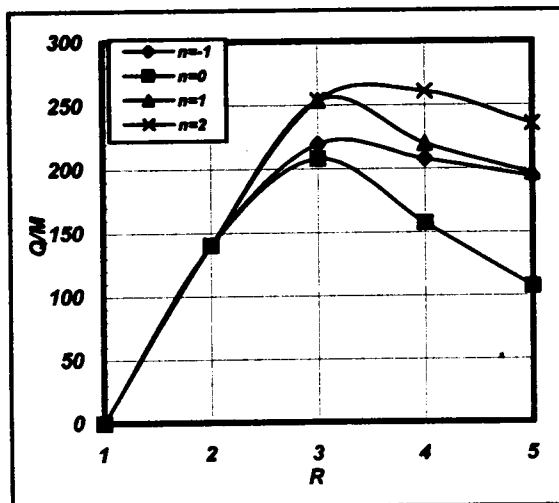
- Bi : عدد بیو  
 h : ضریب انتقال حرارت جابجایی [W/m<sup>2</sup>.k]  
 h<sub>0</sub> : ضریب جابجایی متوسط [W/m<sup>2</sup>.k]  
 k : ضریب هدایتی حرارتی [W/m.k]  
 m<sub>F</sub> : پارامتر پره  
 M : جرم بی بعد پره  
 n : مقدار ثابت جهت مشخص کردن شکل پره  
 q : اتلاف حرارتی [W]  
 q<sub>max</sub> : ماکزیمم اتلاف حرارتی [W]  
 $\bar{q}$  : اتلاف حرارت بی بعد  
 r,  $\theta$ , z : مختصات استوانه‌ای  
 R<sub>F</sub> : مقدار ثابت جهت مشخص کردن شکل پره  
 $\bar{R}$  : شعاع بی بعد لبه خارجی R<sub>1</sub>/R<sub>0</sub>  
 T : دما [k]  
 x : شعاع بی بعد r/R<sub>0</sub>

### حروف یونانی

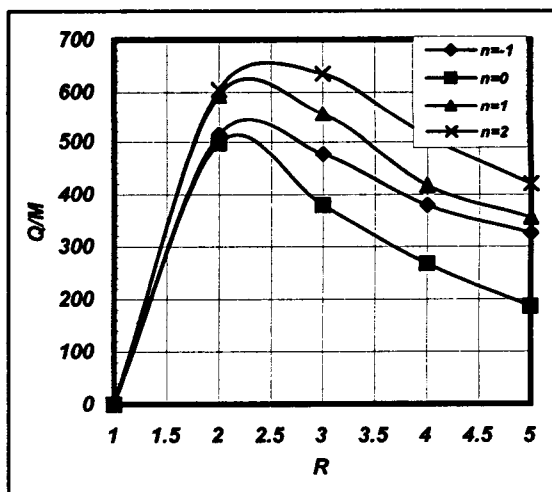
- $\delta$  : ضخامت پره [m]  
 $\bar{\delta}$  : ضخامت بی بعد پره  $\delta/\delta_0$   
 $\eta$  : راندمان پره  
 $\phi$  : دمای بی بعد T/T<sub>0</sub>

### زیر نویسها

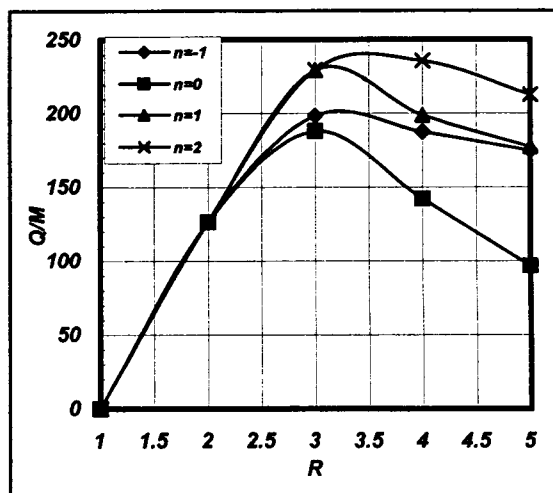
- 0 : پایه پره  
 1 : لبه خارجی پره



شکل ۱۹: اتلاف حرارت بر جرم با h ثابت (Bi=0.1).



شکل ۲۰: اتلاف حرارت بر جرم با h متغیر (Bi=0.01).



شکل ۲۱: اتلاف حرارت بر جرم با h متغیر (Bi=0.1).



- 1 - Weierman, C., Taborek, J. and Marner, W. J. (1974). "Comparison of the performance of Inline and Staggered Banks of Tubes with Segmented Fins." *Heat Transfer - San Francisco 1974, AIChE symp. Ser.*, Vol. 74, No. 174.
- 2 - Weierman, C. (1976). "Correlations ease the selection of finned tubes." *Oil and Gas Journal*, Vol. 74, No. 36, Sept. 6.
- 3 - Weierman, C. (1979). "ESCOA engineering manual." *ESCOA Corp., Pryor, ok.*
- 4 - Reid, D. R. and Taborek, J. (1994). "Selection criteria for plain and segmented finned tubes for heat recovery systems." *Transactions of the ASME*, Vol. 116, PP. 406-410.
- 5 - Gardner, K. A. (1945). "Efficiency of extended surface." *Trans. ASME* 67, PP. 621-631.
- 6 - Eckert, E. R. G. and Drake, Jr. R. M. (1972). *Analysis of heat and mass transfer*, PP. 94-95 McGraw-Hill, New York.
- 7 - Schmidt, E. (1926). "Die warmeübertragung durch rippen." *Z. Ver. Dt. Ing.*, Vol. 70, PP. 885-889, 947-951.
- 8 - Duffin, R. J. and McLain, D. K. (1968). "Optimum shape of a cooling fin in a convex cylinder." *J. Math. Mech.* Vol. 17, PP. 769-784.
- 9 - Guceri, S. and Maday, C. J. (1975). "A least weight circular cooling fin." *J. Engag Ind.*, Vol. 97, PP. 1190-1193.
- 10 - Mikk, I. (1980). "Convective fin of minimum mass." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, PP. 707-711.
- 11 - Brown, A. (1965). "Optimum dimensions of uniform annular fins." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, PP. 655-662.
- 12 - Ullmann, A. and Kalman, H. (1989). "Efficiency and optimized dimensions of annular fins of different cross-section shapes." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, NO. 6, PP. 1105.
- 13 - Jacobi, A. M. and Kearney, S. P. (1996). "Local convective behavior and fin efficiency in shallow banks of inline and staggered finned tubes." *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 118, PP. 317-326.

واژه‌های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 - Segmented Fins
- 2 - Extended Surface
- 3 - Finite difference

