

انتخاب مناسبترین شکل هندسی در طراحی مبدل‌های حرارتی فشرده

سید غلامرضا اعتماد* و فرشته بختیاری**

دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی اصفهان

(دریافت مقاله: ۱۳۷۷/۹/۱۸ - دریافت نسخه نهایی: ۱۳۷۸/۴/۱۹)

چکیده - هدف از تحقیق حاضر ارائه روش تحلیلی و تهیه برنامه رایانه‌ای برای انتخاب مناسبترین شکل هندسی در طراحی مبدل‌های حرارتی فشرده است. در این مقاله با استفاده از ضرایب کیفی سطح^۱ و حجم^۲ و همچنین مبنا قرار دادن دو صفحه موازی به عنوان سطح مقایسه، عملکرد سطوح هندسی مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است و بهترین شکل هندسی با توجه به تابع هدف^۳ و شرایط حاکم بر مسئله انتخاب می‌شود.

مقایسه نتایج حاصل از روشهای ضریب کیفی سطح و حجم بیانگر این مطلب است که در صورت ثابت نگهداشتن میزان انتقال حرارت، اختلاف دمای دیواره و سیال، دبی جرمی جریان و توان پمپاژ برای یک سیال خاص، صفحات موازی^۴ مناسبترین شکل هندسی برای مبدل‌های حرارتی فشرده^۵ است و بعد از آن کانالهای مستطیلی با نسب طول به عرض زیاد و شکلهای مثلثی به عنوان آخرین انتخاب پیشنهاد می‌شوند. در روش مبنا قرار دادن دو صفحه موازی با توجه به شرایط حاکم بر مسئله، پارامترهایی ثابت نگهداشته شده و یک پارامتر به عنوان تابع هدف معرفی و بهینه می‌شود، ممکن است براساس توابع هدف متفاوت، کانالهای مثلثی یا مستطیلی مناسبترین انتخاب باشند.

Selection of Suitable Geometry in Compact Heat Exchanger Design

S.GH. Etemad and F. Bakhtiari

Department of Chemical Engineering, Isfahan University of Technology

ABSTRACT- *The objective of the present study is to develop an analytical method and a computational package for selection of suitable geometry in the design of compact heat exchangers. In this paper, the performance of different geometries are evaluated using area and volume goodness factors and also parallel plates as the reference surface. Then the best geometry based on objective function and governing conditions are chosen.*

The comparison of the results obtained from the methods of area and volume goodness factors indicate that for compact heat exchangers when heat transfer rate, temperature difference between fluid and wall, mass flow

* استادیار ** کارشناسی ارشد

| فهرست علائم | |
|-----------------------------------|---|
| A | سطح انتقال حرارت (m^2) |
| A_c | حداقل سطح آزاد عبور جریان (m^2) |
| A_{fr} | سطح جلویی جریان (m^2) |
| C_p | ظرفیت حرارتی سیال در فشار ثابت ($\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$) |
| D_h | قطر هیدرولیکی (m) |
| f | ضریب اصطکاک فنینگ (بدون بعد) |
| FG | معیار شکل هندسی ثابت (طبق تعریف جدول (۱)) |
| FN | معیار سطح تعداد کانالهای ثابت (طبق تعریف جدول (۱)) |
| G | سرعت جرمی سیال ($kg/s \cdot m^2$) |
| h | ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) |
| j | مدول انتقال حرارت کلبورن (بدون بعد) |
| k | ضریب هدایت حرارتی سیال ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$) |
| L | طول کانال یا طول مسیر |
| W | جرم جرمی جریان سیال در کانال (kg/s) |
| N | تعداد کانالها یا تعداد لوله‌ها در هر مسیر مبدل حرارتی (بدون بعد) |
| α | نسبت طول به عرض و برای کانالهای مستطیلی برای کانالهای مثلثی نسبت ارتفاع به قاعده (بدون بعد) |
| β | چگالی یا ضریب فشردگی یا نسبت کل انتقال حرارت به حجم کل مبدل (m^3/m^3) |
| μ | ضریب ویسکوزیته دینامیکی سیال (Pa-s) |
| ρ | چگالی سیال (kg/m^3) |
| σ | نسبت حداقل سطح آزاد عبور جریان بر سطح جلویی جریان (بدون بعد) |
| μ | مقدار متوسط زیر نویسها |
| r | سطح مبنا |
| W | دیواره |
| (m) | جرم جرمی در مبدل حرارتی |
| (N) | تعداد کانالها یا تعداد لوله‌ها در هر مسیر مبدل حرارتی (بدون بعد) |
| (Nu) | عدد ناسلت (بدون بعد) |
| (P) | توان پمپاژ |
| ($P = (\Delta p \cdot W)/\rho$) | معیار تعیین عملکرد عدد پرانتل ($\mu C_p / K$) (بدون بعد) |
| (Δp) | افت فشار استاتیک سیال در جهت جریان بین دو مقطع دلخواه از کانال (pa) |
| (q) | حرارت منتقل شده (w) |
| (Re) | عدد رینولدز (بدون بعد) |
| (T) | دمای سیال (K) |
| (ΔT_i) | اختلاف دمای ورودی سیال گرم و ورودی سیال سرد از مبدل (K) |
| (V) | حجم مبدل حرارتی (m^3) |
| (VG) | معیار شکل هندسی متغیر (طبق تعریف جدول (۱)) |

rate and pumping power are kept constant, the suitable geometries are parallel plates, rectangular duct with high aspect ratio; triangular cross-sectional channels would be the last choice. In the methods of reference surface which depend on constant parameters and objective function, triangular or rectangular ducts may be used as the best geometries.

۱- مقدمه

در این رابطه می‌توان از صنایع هواپیما سازی، فضا نوردی و وسائط نقلیه نام برد که در آنها کوچک بودن حجم و وزن مبدل حرارتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. به طور کلی در بسیاری از موارد، استفاده از مبدل حرارتی فشرده بر مبدلهای معمولی ترجیح داده می‌شود و انتخاب سطح مناسب یکی از مهمترین مسائل در طراحی مبدلهای حرارتی فشرده است. بدیهی است که نمی‌توان سطحی را به عنوان سطح مناسب برای تمامی توابع هدف معرفی کرد و در هر مورد بایستی با توجه به تابع هدف و شرایط حاکم بر مسئله سطح مناسب را انتخاب کرد. منظور از تابع هدف، شرایطی است که مبدل

یکی از پدیده‌هایی که در اغلب صنایع و تاسیسات مهندسی با آن سروکار داریم، پدیده انتقال حرارت است و مبدل حرارتی یکی از اجزای اصلی این تاسیسات به ویژه سیستمهای تبدیل انرژی، صنایع شیمیایی، نفت، فولاد، مواد غذایی و غیره به شمار می‌رود. نوع خاصی از مبدلهای حرارتی از نوع فشرده‌اند که به دلیل ویژگیهای منحصر به فرد خود مثل حجم و وزن کم، سطح انتقال حرارت بالا، ساختمان مستحکم و پایدار و قیمت نسبتاً مناسب در اغلب فرایندها مخصوصاً در فرایندهای گازی به کار گرفته می‌شوند.

برای رسیدن به آن طراحی و ساخته می‌شود. ابتدا طراح کلیه شرایط حاکم بر مسئله و سپس هدفی را که مبدل جهت نیل به آن باید طراحی شود، در نظر می‌گیرد. سپس با توجه به این موارد طراحی را به گونه‌ای انجام می‌دهد که تابع هدف به بهترین وجه ممکن ارضا شود. تابع هدف می‌تواند افت فشار کمتر، انتقال حرارت بیشتر، حجم و وزن کمتر و... باشد. اگر تابع هدف افت فشار کمتر باشد و مبدل طراحی شده کلیه شرایط مناسب از نظر حجم و وزن کم و انتقال حرارت زیاد را داشته باشد اما افت فشارش زیاد باشد در این صورت چون تابع هدف ارضا نشده است این طراحی مناسب نیست و باید در این زمینه تجدید نظر شود.

روشهای گوناگونی برای انتخاب سطح و بهینه کردن طراحی وجود دارد و به دلیل اهمیت موضوع، تحقیقاتی توسط اشخاص مختلف در این زمینه صورت گرفته است و در این مورد می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

کیز و لندن [۱] از ضریب کیفی سطح برای مقایسه عملکرد سطوح مختلف استفاده کردند. کیز و لندن [۲] با استفاده از ضریب کیفی حجم، وب [۳] و وب و برگلز [۴] با استفاده از مبنا قرار دادن لوله صاف مدور برای سطح زیر و پره دار عملکرد سطوح را مورد بررسی قرار دادند. زیمنارو و والچانو [۵] با استفاده از معادله‌های انتروپی روشی را برای بررسی معیار عملکرد سطوح گسترده و مبدلهای حرارتی فشرده ارائه دادند. شاه و پیرسون [۶] مقاله‌هایی را در زمینه محاسبات و طراحی مبدلهای حرارتی فشرده با سطوح مقطع متفاوت جمع‌آوری کردند. وب [۷] مباحث جامعی در ارتباط با انجام محاسبات مربوط به سطوح متداول در مبدلهای حرارتی فشرده انجام داده و معیار ارزیابی عملکرد آنها را برای سیالات تک فاز و دو فاز مورد بررسی قرار داده است. در کلیه روشها برای تعیین شکل هندسی مناسب نیاز به برخی از پارامترهای هیدرودینامیکی و حرارتی مثل حاصلضرب عدد رینولدز و ضریب اصطکاک و همچنین عدد ناسلت است. سطوح بسیار فشرده به خاطر قطر هیدرولیکی کوچک، دارای عدد رینولدز کوچک بوده و معمولاً جریان را در آنها می‌توان آرام و توسعه یافته در نظر گرفت. بنابراین از پارامترهای هیدرودینامیکی و حرارتی جریان آرام کاملاً توسعه یافته در این کانالها می‌توان استفاده کرد. اطلاعات در این زمینه برای سیال نیوتنی در کانالهای با سطوح مقطع متفاوت توسط

شاه و لندن [۸] گردآوری شده است. اخیراً اعتماد و موجودمدار [۹ و ۱۰] اطلاعات هیدرودینامیکی و انتقال حرارت در کانالهای مختلف برای جریان آرام و پایدار سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی را از طریق حل عددی معادله‌های حاکم ارائه دادند. با استفاده از یک روش جدید، معادله‌هایی برای محاسبه عدد ناسلت و حاصلضرب ضریب اصطکاک و عدد رینولدز در جریان آرام کاملاً توسعه یافته توسط اعتماد و بختیاری [۱۱ و ۱۲] ارائه شده است. این معادله‌ها بر اساس تعاریف خاص مثل قطر معادل، تعداد دوایر فرضی محاط شده در داخل یک شکل هندسی و قطر بزرگترین دایره‌ای که می‌توان در داخل یک شکل هندسی محاط کرد، استخراج شده‌اند. با استفاده از این تعاریف اولیه، عدد ناسلت و حاصلضرب ضریب اصطکاک و عدد رینولدز به صورت تابعی از قطر بزرگترین دایره محاط شده بدون بعد و تعداد دوایر محاطی در آن شکل هندسی خاص محاسبه می‌شوند.

در تحقیق حاضر با استفاده از روشهای ضریب کیفی سطح و حجم و همچنین مبنا قرار دادن دو صفحه موازی بر اساس توابع هدف مشخص، معادله‌های لازم به دست آمده و اطلاعات هیدرودینامیکی و حرارتی لازم از معادله‌های ارائه شده در مراجع [۱۱ و ۱۲] استخراج شده‌اند. در این تحقیق برای نخستین بار عملکرد کانالهای مستطیلی با طول به عرض متفاوت و کانالهای مثلثی متساوی الساقین با نسبت ارتفاع به قاعده گوناگون نسبت به سطح مبنا (دو صفحه موازی) بررسی و مقایسه شده است.

۲- روشهای انتخاب سطح مناسب

تمایل به کاهش اندازه و وزن و صرفه جویی در هزینه اولیه و هزینه عملیاتی مبدلهای حرارتی، استفاده از روشهای مختلف برای نیل به این اهداف را سبب شده است. اکثر اهداف بالا با افزایش ضریب انتقال حرارت یا افزایش سطح تبادل حرارت بر واحد حجم و یا هر دو برآورده می‌شود. استفاده از مبدلهای حرارتی فشرده روش مناسبی برای رسیدن به این اهداف است. مبدلهای حرارتی فشرده، مبدلهایی اند که نسبت سطح به حجم بزرگی (بیش از $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) دارند. انتخاب شکل هندسی مناسب می‌تواند باعث افزایش چگالی سطح در مبدلهای حرارتی فشرده شود.

روشهای گوناگونی برای انتخاب مناسبترین شکل هندسی در

$$j/f = \frac{NuPr^{-\frac{1}{2}}}{f.Re} = \frac{1}{Ac^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{Pr^{-\frac{1}{2}}}{\gamma C_p \rho^{\frac{1}{2}}} \frac{hA}{P} W^{\frac{1}{2}} \right] \quad (1)$$

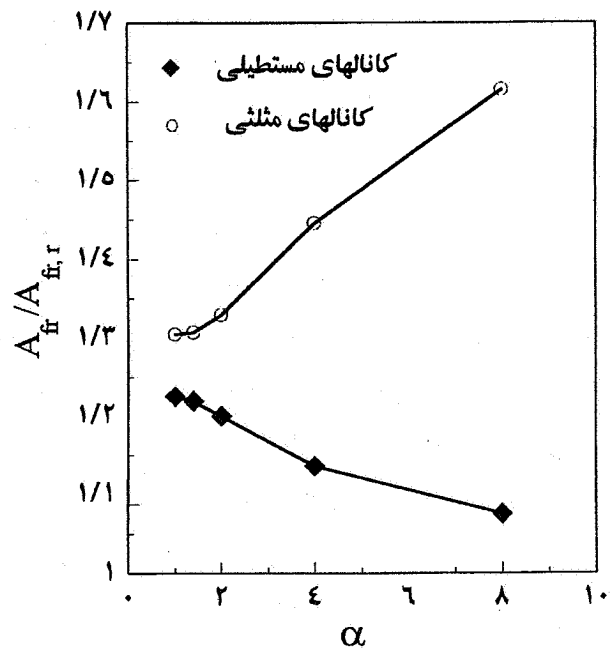
می توان نشان داد

$$\frac{Nu}{f.Re} = \frac{1}{Ac^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{\mu h A}{\gamma k \rho^{\frac{1}{2}} P} W^{\frac{1}{2}} \right] \quad (2)$$

همان طور که ملاحظه می شود معادله (۲) تنها تابعی از عدد ناسلت و حاصلضرب ضریب اصطکاک و عدد رینولدز است. از طرف دیگر برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته سیالات نیوتنی در داخل کانالهای $f.Re$ و Nu تنها تابع شکل هندسی کانال اند که برای محاسبه آنها می توان از مراجع [۱۱ و ۱۲] برای شکلهای مختلف استفاده کرد. بنابر این اگر جریان یک سیال خاص در داخل کانالهای با سطح مقطع مستطیلی یا مثلثی تحت شرایط ثابتی از شدت تبادل گرما، اختلاف درجه حرارت دیواره و سیال، دبی جرمی و توان پمپاژ در نظر گرفته شود، با استفاده از معادله (۲) می توان نوشت

$$\frac{(Nu/f.Re)_1}{(Nu/f.Re)_2} = \left(\frac{Ac_2}{Ac_1} \right)^2 \quad (3)$$

با توجه به معادله (۳)، $Nu/f.Re$ به طور معکوس با توان دوم سطح آزاد جریان، Ac ، متناسب است. بنابراین شکلی که $Nu/f.Re$ بیشتری دارد، سطح عبور جریان کمتری نیاز دارد و برای طراحی مناسبتر است. در برنامه رایانه ای نوشته شده سطح عبور جریان برای کانالهای مستطیلی و مثلثی با α های مختلف (برای کانالهای مستطیلی نسبت طول به عرض و برای کانالهای مثلثی متساوی الساقین نسبت ارتفاع به قاعده است) نسبت به صفحات موازی محاسبه و در شکل (۱) با یکدیگر مقایسه شده اند. از شکل (۱) نتیجه می شود که سطح عبور جریان برای کانالهای مستطیلی کمتر از کانالهای مثلثی بوده و کاهش سطح عبور جریان برای کانالهای مستطیلی با افزایش α بیشتر می شود. به طور مثال برای $\alpha=1$ و $\alpha=8$ سطح لازم برای کانالهای مستطیلی به ترتیب ۶ و ۳۳/۴ درصد کمتر از کانالهای مثلثی است. بنابر این به طور کلی اگر از نظر عملی امکانپذیر باشد، مناسبترین شکل هندسی در این حالت سطوح موازی سپس مستطیلها با نسبت طول به عرض زیاد و نهایتاً کانالهای با مقطع مثلث اند.



شکل ۱- تغییرات نسبت سطح جلویی جریان کانالهای مستطیلی و مثلثی به سطح مینا بر حسب α

طراحی مبدلهای حرارتی فشرده پیشنهاد شده است. هدف کلیه این روشها مقایسه عملکرد سطوح با یکدیگر و در نهایت انتخاب بهترین شکل هندسی با توجه به تابع هدف تعیین شده و شرایط حاکم بر مسئله است. معمولاً افزایش انتقال حرارت و کاهش توان پمپاژ (کاهش افت فشار) جزو اهداف است ولی باید توجه داشت که اغلب پارامترهایی که افت فشار را کاهش می دهند میزان انتقال حرارت را نیز کم می کنند. بنابراین باید بین این دو، حالت بهینه را به دست آورد. تابع هدف معمولاً توسط عواملی مثل مقدار انتقال حرارت لازم، افت فشار مجاز، اندازه مبدل و... محدود می شود. این محدودیتها به نوع کاربرد خاص یک مبدل حرارتی و هدفی که مبدل برای رسیدن به آن هدف طراحی می شود، بستگی دارد. سه روش متداول به کار برده شده برای انتخاب سطح مناسب به دنبال توضیح داده می شوند.

۲-۱- روش استفاده از ضریب کیفی سطح

پارامتری که در این روش از آن برای محاسبات و تعیین معیار انتخاب استفاده می شود، ضریب کیفی سطح است که توسط کیز و لندن [۱] به شکل زیر تعریف شده است

با ثابت نگهداشتن میزان انتقال حرارت، اختلاف دمای دیواره و سیال و ضریب فشردگی، نتیجه می شود

$$h \equiv \frac{1}{A} \text{ یا } \frac{1}{V} \quad (7)$$

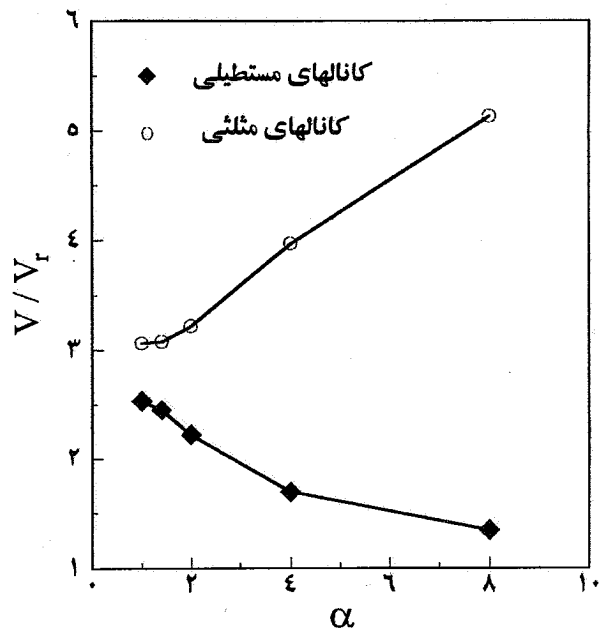
$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{Nu_1}{Nu_2} \quad (8)$$

معادله های بالا نشان می دهند که با اعمال محدودیت های ذکر شده، شکل هندسی که عدد ناسلت آن بزرگتر است برای انتقال حرارت یکسان حجم کمتری نیاز دارد. بدین ترتیب اگر به دلیل محدودیت های موجود مثل کمبود جا، هدف کاهش حجم مبدل باشد از روش بالا برای انتخاب مناسبترین شکل هندسی استفاده می شود. مثل حالت قبل، این محاسبات برای کانال های مستطیلی و مثلثی با α های مختلف نسبت به صفحات موازی انجام شده و نتیجه آن در شکل (۲) رسم شده است. بر اساس این شکل برای $\alpha=1$ و $\alpha=8$ کانال های مستطیلی برای انتقال حرارت یکسان با کانال های مثلثی به ترتیب $17/3$ و $73/7$ درصد حجم کمتر نسبت به کانال های مثلثی لازم دارند. با توجه به این شکل، برای کاهش حجم مبدل بهترین شکل هندسی صفحات موازی، بعد از آن مستطیل های با نسبت طول به عرض زیاد و در آخر کانال های مثلثی است.

۲-۳- روش مقایسه عملکرد سطوح با یک سطح مینا

در تحقیق حاضر برای نخستین بار به بررسی و مقایسه عملکرد کانال های مستطیلی با نسبت طول به عرض مختلف و کانال های مثلثی متساوی الساقین با نسبت ارتفاع به قاعده گوناگون، نسبت به سطح مینایی متشکل از دو صفحه موازی پرداخته شده است. در این روش یکی از متغیرهای عملیاتی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و محدودیت های طراحی روی سایر متغیرها اعمال می شود. متغیرهای عملیاتی موجود عبارت اند از: هندسه شکل (تعداد کانالها (N) و طول هر کانال (L))، دبی جرمی (W)، توان پمپاژ سیال (P)، میزان انتقال حرارت (q) و اختلاف دمای ورودی سیال (ΔT_i). بدین ترتیب یازده معیار مقایسه عملکرد به وجود می آید که همه آنها تحت عنوان معیارهای ارزیابی عملکرد شناخته می شوند و می توان آنها را به سه دسته عمده تقسیم کرد

۱- شکل هندسی ثابت (FG)



شکل ۲- تغییرات نسبت حجم مبدل کانال های مستطیلی و مثلثی به حجم مبدل سطح مینا بر حسب α

۲-۲- روش استفاده از ضریب کیفی حجم

فاکتور دیگر معیار انتخاب سطح مناسب که بر اساس سنجش حجم استوار شده است، ضریب کیفی حجم است. در این روش از تعریف h برای به دست آوردن معادله ها استفاده می شود.

$$h = \frac{Nu}{D_h} k \quad (4)$$

در این حالت ملاحظه می شود که h تابع قطر هیدرولیکی (D_h) یعنی اندازه کانال است. برای اینکه اثر اندازه شکل هندسی حذف شود و مقایسه فقط روی نوع شکل هندسی صورت گیرد، مقایسه برای شکل های با قطر هیدرولیکی یکسان انجام گرفته است. برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته یک سیال خاص در کانال های با قطر هیدرولیکی مساوی می توان نوشت

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{Nu_1}{Nu_2} \quad (5)$$

از طرف دیگر h را به صورت زیر هم می توان تعریف کرد

$$h = \frac{1}{A} \left[\frac{q}{T_w - T_m} \right] = \frac{1}{\beta V} \left[\frac{q}{T_w - T_m} \right] \quad (6)$$

جدول ۱- مقایسه عملکرد سطوح مختلف با یک سطح مبنا $\left(\frac{D_h}{D_{h,r}} = 1\right)$

| نتایج | | | | | | | | | ثابت | | | | شکل هندسی | حالت |
|---------------------------|-----------------|-------------------------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-----------------|-----------------|-----------------|--------------|---|---|---|-----------|-------|
| $\frac{A_{ff}}{A_{fr,r}}$ | $\frac{V}{V_r}$ | $\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}}$ | $\frac{q}{q_r}$ | $\frac{P}{P_r}$ | $\frac{Re}{Re_r}$ | $\frac{W}{W_r}$ | $\frac{L}{L_r}$ | $\frac{N}{N_r}$ | ΔT_i | q | P | W | | |
| <1 | <1 | 1 | <1 | >1 | >1 | 1 | 1 | 1 | x | | | x | N,L | FG-1a |
| <1 | <1 | >1 | 1 | >1 | >1 | 1 | 1 | 1 | | x | | x | N,L | FG-1b |
| <1 | <1 | 1 | <1 | 1 | >1 | <1 | 1 | 1 | x | | x | | N,L | FG-2a |
| <1 | <1 | >1 | 1 | 1 | >1 | <1 | 1 | 1 | | x | x | | N,L | FG-2b |
| <1 | <1 | 1 | 1 | >1 | >1 | <1 | 1 | 1 | x | x | | | N,L | FG-3 |
| <1 | >1 | 1 | 1 | 1 | <1 | <1 | >1 | 1 | x | x | x | | N | FN-1 |
| <1 | >1 | 1 | 1 | >1 | >1 | 1 | >1 | 1 | x | x | | x | N | FN-2 |
| >1 | >1 | 1 | 1 | 1 | <1 | 1 | >1 | >1 | x | x | x | x | | VG-1 |
| 1 | <1 | 1 | <1 | 1 | >1 | 1 | <1 | >1 | x | | x | x | NL | VG-2a |
| 1 | <1 | <1 | 1 | 1 | >1 | 1 | <1 | >1 | | x | x | x | NL | VG-2b |
| 1 | <1 | 1 | 1 | >1 | >1 | 1 | <1 | >1 | x | x | | x | NL | VG-3 |

۲- تعداد کانالهای ثابت (FN)

۳- شکل هندسی متغیر (VG)

ورودی ثابت میزان انتقال حرارت و توان پمپاژ سطوح مختلف با هم مقایسه می‌شود. پس از وارد کردن مقادیر ورودی، شکل‌های هندسی طوری انتخاب می‌شوند که قطر هیدرولیکی همه آنها با هم مساوی باشد. در این حالت سرعت جلوی سطح مبنا نیز به عنوان ورودی داده می‌شود. پس از تعیین اندازه‌های هر شکل هندسی مقادیر Nu و $f.Re$ برای آن شکل هندسی تعیین می‌شود سپس طبق معادله زیر می‌توان j/f را برای هر شکل هندسی محاسبه کرد

$$j/f = \frac{1}{Ac} \left[\frac{pr^{\frac{1}{2}}}{\gamma C_p \rho^{\frac{1}{2}}} \frac{hA}{P} W^{\frac{1}{2}} \right] = \frac{Nu.pr^{-\frac{1}{2}}}{f.Re} \quad (9)$$

با داشتن سزعت و سطح مبنا عدد رینولدز این سطح و سطح مورد مقایسه محاسبه می‌شود و با استفاده از مقدار $f.Re$ پارامتر f مشخص می‌شود. در این مرحله با استفاده از معادله

$$W_r = G_r A_{c,r} \quad (10)$$

دبی جرمی سطح مبنا نیز محاسبه می‌شود. ضمناً چون با استفاده از قطر هیدرولیکی یکسان اندازه‌های شکل هندسی مورد نظر تعیین شده است، می‌توان سایر پارامترهای مورد نظر مثل سطح انتقال حرارت، حجم مبدل حرارتی، سطح عبور جریان و فشاردگی سطح^{۱۰}

این تقسیم‌بندی در جدول (۱) به طور خلاصه آورده شده است. ستون سمت راست جدول نسبت کمیت‌های مختلف سطح نسبت به سطح مبنا را نشان می‌دهد. عدد یک در این ستون بیانگر تساوی کمیت خاص جدول برای سطح مورد نظر و سطح مبنا بوده و عدد بزرگتر و یا کوچکتر از یک کمیت خاص جدول را برای سطح مورد نظر و سطح مبنا مورد مقایسه قرار می‌دهد. ستون دوم جدول نیز مواردی را که در هر کدام از روش‌های یازده گانه بایستی ثابت نگه داشته شود مشخص می‌کند. در کلیه این حالتها برای داشتن معیار مقایسه مناسب، قطر هیدرولیکی تمام کانالها یکسان در نظر گرفته می‌شود و سیال عبوری از کانالها نیز یکسان و با خواص فیزیکی ثابت است. در این روش نکته مهم این است که طراح باید تشخیص دهد از نظر شرایط و تابع هدف در کدام یک از حالت‌های ممکن قرار دارد و سپس از معادله‌های مربوط به همان حالت استفاده کند.

۲-۳-۱- شکل هندسی ثابت (FG)

در تمام پنج حالت این دسته، تعداد کانالها و طول کانال ثابت نگهداشته می‌شود اما سایر محدودیتها برای هر حالت متفاوت است. در حالت FG-1a برای دبی جرمی و اختلاف درجه حرارت

$$P = \frac{\Delta P \cdot W}{\rho} = f \frac{A}{A_c} \frac{G^2 W}{\rho^2} = f A \frac{G^2}{\rho^2} \quad (21)$$

را محاسبه کرد

$$\frac{P}{P_r} = \frac{f}{f_r} \cdot \frac{A}{A_r} \left(\frac{G}{G_r} \right)^2 \quad (22)$$

$$V = A_{fr} \cdot L \quad (11)$$

$$\frac{P}{P_r} = \frac{f \cdot Re}{(f \cdot Re)_r} \cdot \frac{A}{A_r} \left(\frac{Re}{Re_r} \right)^2 \quad (23)$$

$$\beta = A/V \quad (12)$$

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (13)$$

از تعریف j/f در معادله (9) و فرضیات دیگر معادله زیر برای نتیجه می شود

$$\frac{hA}{(hA)_r} = \frac{q}{q_r} = \frac{j/f}{(j/f)_r} \cdot \frac{P}{P_r} \left(\frac{A_c}{A_{c,r}} \right)^2 \quad (24)$$

حال با توجه به شرایط موجود می توان نوشت

$$\frac{N}{N_r} = \frac{L}{L_r} = \frac{W}{W_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1 \quad (14)$$

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T_i \quad (15)$$

بدین ترتیب با استفاده از معادله های بالا می توان مقادیر دلخواه $\frac{V}{V_r}$ ، $\frac{A_{fr}}{A_{fr,r}}$ ، $\frac{q}{q_r}$ ، $\frac{P}{P_r}$ ، $\frac{Re}{Re_r}$ را که به ترتیب نسبت اعداد رینولدز، توان پمپاژ، میزان انتقال حرارت، سطح جلویی جریان و حجم مبدل حرارتی است، به دست آورده و با یکدیگر مقایسه کرد.

از معادله های (14) و (15) داریم

$$\frac{q}{q_r} = \frac{hA}{(hA)_r} \quad (16)$$

در حالت FG-1b شرایط محاسبات دقیقاً مثل حالت FG-1a است با این تفاوت که در این حالت به جای $\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1$ نسبت انتقال حرارتها یکسان است ($q/q_r = 1$) و بنابر این مقادیر محاسبه شده $\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}}$ ، $\frac{V}{V_r}$ ، $\frac{A_c}{A_{c,r}}$ ، $\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}}$ ، $\frac{P}{P_r}$ ، $\frac{Re}{Re_r}$ از معادله زیر محاسبه می شود

با استفاده از تعریف دبی جرمی و عدد رینولدز می توان معادله ها را نوشت و نسبت $\frac{Re}{Re_r}$ را محاسبه کرد.

$$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = \frac{(hA)_r}{hA} = \frac{(j/f)_r}{j/f} \cdot \frac{P_r}{P} \cdot \left(\frac{A_{c,r}}{A_r} \right)^2 \quad (25)$$

$$\frac{W}{W_r} = \frac{G \cdot A_c}{(G \cdot A_c)_r} = 1 \quad (17)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (18)$$

حالت FG-2 نیز به دو حالت FG-2a و FG-2b تقسیم می شود زمانی که برای توان پمپاژ، اختلاف دمای ورودی ثابت، هدف مقایسه دبی جرمی و میزان انتقال حرارت باشد از حالت FG-2a استفاده می شود. پس از وارد کردن مقادیر ورودی مثل نوع سیال، دما و خواص فیزیکی آن، قطر هیدرولیکی مورد نظر و سایر مواردی که قبلاً ذکر شده است، مثل حالت FG-1a محاسبات مربوط به Nu ، $f \cdot Re$ ، j/f و W و سایر مقادیر قابل محاسبه و مورد نیاز انجام می گیرد و در پایان از معادله های زیر استفاده می شود.

$$\frac{G}{G_r} = \frac{A_{c,r}}{A_c} = \frac{Re}{Re_r} \quad (19)$$

از تعریف افت فشار معادله ای بین عدد رینولدز، $f \cdot Re$ ، توان پمپاژ و سطح انتقال حرارت به دست می آید.

$$D_h = \frac{4A_c L}{A}$$

$$\Delta P = 4f \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{\rho} = 4f \frac{G^2}{\rho} \frac{L}{\frac{4A_c L}{A}} = f \frac{G^2}{\rho} \frac{A}{A_c} \quad (20)$$

$$\frac{N}{N_r} = \frac{L}{L_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = \frac{P}{P_r} = 1 \quad (26)$$

با استفاده از معادله های (23) و (26) می توان نوشت

هم برای سطح مبنا و هم سطح مقایسه شونده محاسبه می‌شوند و سرانجام معادله‌های زیر استفاده می‌شوند.

$$\frac{N}{N_r} = \frac{L}{L_r} = \frac{q}{q_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1 \quad (32)$$

از معادله‌های (۹)، (۱۷) و (۳۲) نتیجه می‌شود

$$\frac{j/f}{(j/f)_r} = \frac{P_r}{P} \left(\frac{W}{W_r}\right)^2 \left(\frac{A_{c,r}}{A_c}\right)^2 = \frac{P_r}{P} \left(\frac{G}{G_r}\right)^2 \quad (33)$$

پس می‌توان نوشت

$$\frac{P}{P_r} = \frac{(j/f)_r}{j/f} \left(\frac{G}{G_r}\right)^2 \quad (34)$$

بدین ترتیب با استفاده از معادله‌های (۱۷)، (۱۹)، (۳۴) و (۱۱) مقادیر $\frac{Re}{Re_r}$ ، $\frac{W}{W_r}$ ، $\frac{P}{P_r}$ و $\frac{V}{V_r}$ محاسبه و مقایسه می‌شوند و با توجه به شرایط موجود شکل هندسی مناسب انتخاب می‌شود.

در شکل‌های (۳) و (۴) به ترتیب تغییرات نسبت توان پمپاژ و حجم مبدل بر حسب α برای کانال‌های مستطیلی و مثلثی برای حالت‌های FG-1a و FG-1b رسم شده‌اند. از شکل (۳) مشاهده می‌شود که برای $\alpha < 1/6$ کانال‌های مستطیلی توان پمپ کمتری نسبت به کانال‌های مثلثی برای دبی جرمی یکسان نیاز دارند. برای $\alpha > 1/6$ مقدار توان پمپ لازم برای کانال‌های مستطیلی نسبت به کانال‌های مثلثی افزایش می‌یابد. به طور مثال در $\alpha = 8$ کانال‌های مستطیلی ۸ درصد توان پمپ بیشتری نسبت به کانال‌های مثلثی نیاز دارند.

با توجه به شکل (۴) برای انتقال حرارت و دبی جرمی یکسان کانال‌های مستطیلی از نظر نیاز به حجم کمتر نسبت به کانال‌های مثلثی ترجیح دارند. به طور مثال برای $\alpha = 1$ و $\alpha = 8$ کانال‌های مستطیلی به ۲۴/۹ و ۳۸/۷ درصد حجم کمتری نسبت به کانال‌های مثلثی نیاز دارند. بنابر این برای کاهش حجم مبدل، کانال‌های مستطیلی به طور نسبی مناسبتر از نوع مثلثی‌اند ولی اگر از نظر حجم محدودیتی وجود نداشته باشد و فقط کاهش توان پمپاژ مدنظر باشد برای $\alpha > 1/6$ کانال‌های مثلثی شکل ترجیح داده می‌شوند.

شکل‌های (۵) و (۶) به ترتیب نمایانگر تغییرات نسبت توان

$$\frac{P}{P_r} = 1 = \frac{f \cdot Re}{(f \cdot Re)_r} \cdot \frac{A}{A_r} \left(\frac{Re}{Re_r}\right)^2 \quad (27)$$

$$\frac{Re}{Re_r} = \left[\frac{(f \cdot Re)_r}{f \cdot Re} \cdot \frac{A_r}{A} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

پس از محاسبه نسبت $\frac{Re}{Re_r}$ از معادله (۲۸)، از معادله‌های (۱۷) و (۱۹) می‌توان برای محاسبه $\frac{G}{G_r}$ ، $\frac{W}{W_r}$ استفاده کرد. همچنین با استفاده از تعریف j/f در معادله (۹) و فرضیات دیگر مسئله مثل ثابت بودن خواص فیزیکی سیال و توان پمپاژ می‌توان معادله زیر را به دست آورد

$$\frac{hA}{(hA)_r} = \frac{j/f}{(j/f)_r} \left(\frac{A_c}{A_{c,r}}\right)^2 \left(\frac{W_r}{W}\right)^2 = \frac{j/f}{(j/f)_r} \left(\frac{G_r}{G}\right)^2 \quad (29)$$

بدین ترتیب معادله‌ای برای q/q_r به دست می‌آید

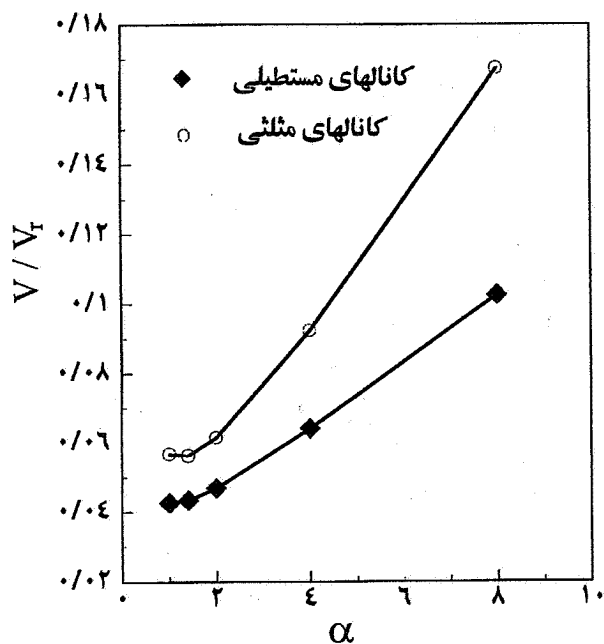
$$\frac{q}{q_r} = \frac{hA}{(hA)_r} = \frac{j/f}{(j/f)_r} \left(\frac{G_r}{G}\right)^2 \quad (30)$$

با استفاده از معادله بالا مقادیر $\frac{Re}{Re_r}$ ، $\frac{W}{W_r}$ ، $\frac{q}{q_r}$ و $\frac{V}{V_r}$ محاسبه شده و با یکدیگر مقایسه می‌شوند و با توجه به شرایط مسئله شکل هندسی مناسبتر انتخاب می‌شود.

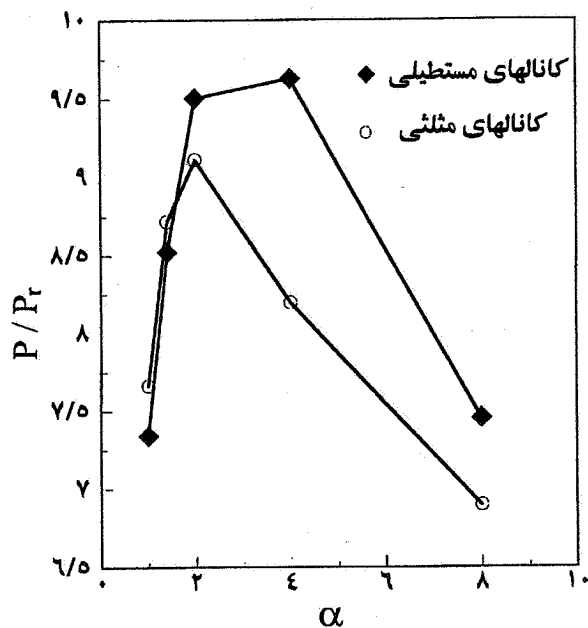
در حالت FG-2b شرایط و محاسبات دقیقاً مثل حالت FG-2a است با این تفاوت که در این حالت به جای $\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1$ نسبت انتقال حرارتها یکسان است ($q/q_r = 1$). بنابر این مقادیر محاسبه شده $\frac{Re}{Re_r}$ ، $\frac{W}{W_r}$ ، $\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}}$ ، $\frac{V}{V_r}$ هستند و از معادله زیر به دست می‌آید.

$$\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = \frac{(hA)_r}{hA} = \frac{(j/f)_r}{j/f} \left(\frac{G}{G_r}\right)^2 \quad (31)$$

در حالت FG-3 هدف این است که برای تعداد کانال، طول کانال، میزان انتقال حرارت و اختلاف دمای ورودی ثابت، توان پمپاژ و دبی جرمی شکل‌های هندسی مختلف با یکدیگر مقایسه شوند. پس از وارد کردن مقادیر ورودی مثل نوع سیال، دما، خواص فیزیکی، قطر هیدرولیکی مورد نظر و سایر موارد لازم، محاسبات مربوط به Re ، f ، Re ، Nu و j/f پارامترهای هندسی قابل محاسبه مورد نیاز انجام می‌شود. Re و G



شکل ۴- تغییرات نسبت حجم مبدل با کانالهای مستطیلی و مثلثی به حجم مبدل سطح مینا بر حسب α در حالت FG-1a, FG-1-b



شکل ۳- تغییرات نسبت توان پمپاژ کانالهای مستطیلی و مثلثی به توان پمپاژ سطح مینا بر حسب α در حالت FG-1a, FG-1-b

مثل سطح انتقال حرارت، حجم مبدل حرارتی، سطح عبور جریان و فشردگی سطح را از معادله‌های (۱۱) تا (۱۳) محاسبه کرد. با توجه به شرایط حاکم بر این حالت می‌توان نوشت

$$\frac{N}{N_r} = \frac{P}{P_r} = \frac{q}{q_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1 \quad (35)$$

از تعریف j/f و معادله (۳۵) داریم

$$\frac{j/f}{(j/f)_r} = \left(\frac{W}{W_r}\right)^2 \left(\frac{A_{c,r}}{A_c}\right)^2 = \left(\frac{G}{G_r}\right)^2 \quad (36)$$

از معادله‌های (۱۹) و (۳۶) نتیجه می‌شود

$$\frac{G}{G_r} = \left[\frac{j/f}{(j/f)_r} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{Re}{Re_r} \quad (37)$$

از معادله (۱۷) مقدار $\frac{W}{W_r}$ محاسبه می‌شود و از معادله (۲۳) داریم

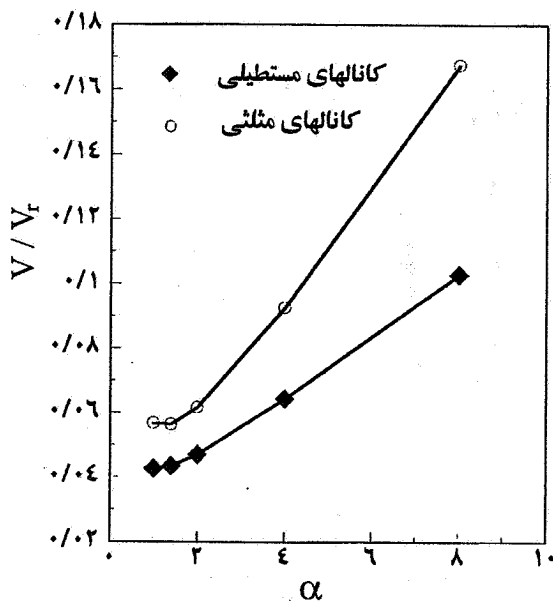
$$\frac{P}{P_r} = 1 = \frac{f \cdot Re}{(f \cdot Re)_r} \frac{A}{A_r} \left(\frac{Re}{Re_r}\right)^2 \quad (38)$$

بنابر این

پمپاژ و حجم مبدل بر حسب α برای کانالهای مستطیلی و مثلثی برای حالت FG-۳ اند. در این حالت کانالهای مستطیلی از نظر کم بودن توان پمپاژ و حجم مبدل بر کانالهای مثلثی مزیت دارند. این برتری با افزایش α بیشتر می‌شود. به طور مثال برای $\alpha=8$ کانال مستطیلی به ۴۳ درصد توان پمپ کمتر و به ۳۸/۷ درصد حجم کمتر نسبت به کانالهای مثلثی نیاز دارد.

۲-۳-۲- تعداد کانالهای ثابت (FN)

برای این شرایط دو حالت مختلف قابل بررسی است که در هر دوی آنها تعداد کانالها ثابت نگهداشته می‌شود و با توجه به شرایط مسئله طول کانال که متغیر است محاسبه و مقایسه می‌شود. در حالت FN-۱ هدف این است که برای تعداد کانال، توان پمپاژ و میزان انتقال حرارت ثابت، دبی جرمی و طول مورد نیاز برای هر کانال محاسبه و با یکدیگر مقایسه شوند. در این حالت مثل حالتیهای قبل پس از وارد کردن مقادیر ورودی، $f \cdot Re$ و Nu محاسبه شده و برای محاسبه j/f از فرمول (۹) استفاده می‌شود. چون با استفاده از قطر هیدرولیکی یکسان اندازه‌های شکل هندسی مورد نظر تعیین شده است می‌توان سایر پارامترهای هندسی مورد نظر



شکل ۶- تغییرات نسبت حجم مبدل برای کانالهای مستطیلی و مثلثی به حجم مبدل سطح مینا برحسب α در حالت FG-۳

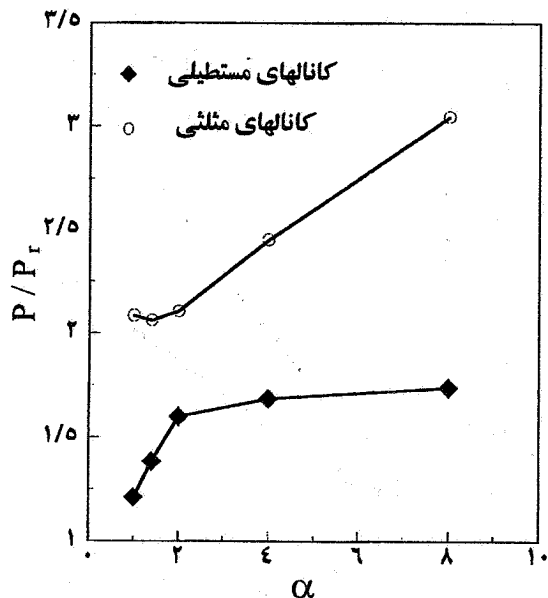
$$\frac{G}{G_r} = \frac{A_{c,r}}{A_c} = \frac{Re}{Re_r} \quad (44)$$

با استفاده از معادله‌های (۲۳)، (۴۰) تا (۴۲) مقادیر $\frac{V}{V_r}$ و $\frac{A_{fr}}{A_{fr,r}} \frac{P}{P_r} \frac{Re}{Re_r} \frac{L}{L_r}$ محاسبه شده و با هم مقایسه می‌شوند و مناسبترین شکل هندسی تعیین می‌شود.

از شکل (۷) که تغییرات نسبت حجم مبدل بر حسب α برای کانالهای مستطیلی و مثلثی را برای حالت FN-۱ نشان می‌دهد نتیجه می‌شود که برای $\alpha < 1/6$ کانالهای با مقطع مثلثی دارای حجم کمتری اند اما برای $\alpha > 1/6$ کانالهای با مقطع مستطیلی برای کاهش حجم مزیت دارند. همچنین شکل (۸) که نمایانگر تغییرات نسبت توان پمپاژ بر حسب α برای کانالهای مستطیلی و مثلثی در حالت FN-۲ نشان می‌دهد که در این حالت برای کاهش توان پمپ کانالهای مثلثی بر کانالهای مستطیلی ارجحیت دارند. نیاز به توان پمپ کمتر برای کانالهای مثلثی در α های کوچکتر چشمگیرتر است و با افزایش α برتری کانالهای مثلثی کمتر می‌شود.

۲-۳-۳-۲- شکل هندسی متغیر (VG)

در بسیاری موارد بایستی یک مبدل حرارتی برای انتقال میزان مشخصی حرارت با دبی جرمی معین ساخته شود. بر اساس



شکل ۵- تغییرات نسبت توان پمپاژ کانالهای مستطیلی و مثلثی به توان پمپاژ سطح مینا برحسب α در حالت FG-۳

$$\frac{A}{A_r} = \frac{(f.Re)_r}{f.Re} \left(\frac{Re_r}{Re} \right)^2 \quad (39)$$

از معادله‌های (۱۱) و (۱۲) نتیجه می‌شود

$$\frac{V}{V_r} = \frac{A}{A_r} \frac{\beta_r}{\beta} \quad (40)$$

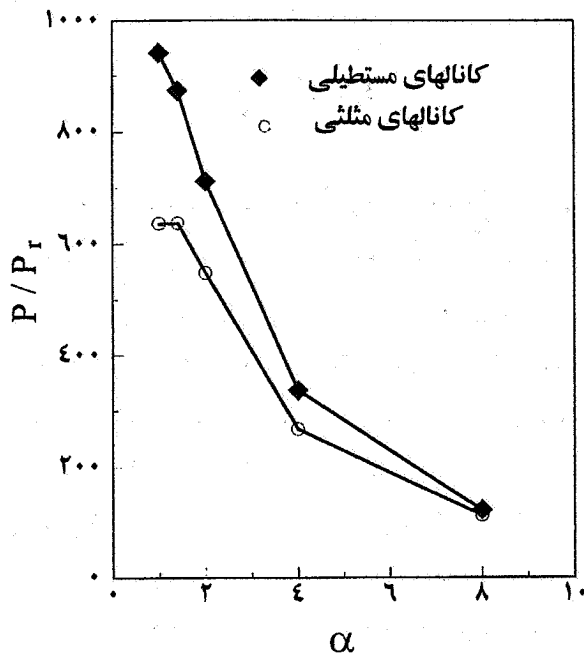
$$\frac{V}{V_r} = \frac{A_{fr}}{A_{fr,r}} \frac{L}{L_r} \quad (41)$$

$$\frac{L}{L_r} = \frac{V}{V_r} \frac{A_{fr,r}}{A_{fr}} \quad (42)$$

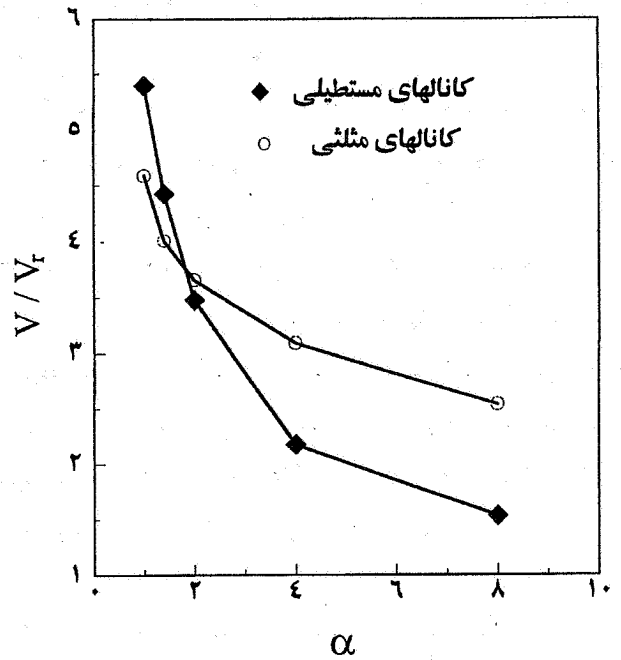
بدین ترتیب با استفاده از معادله‌های بالا می‌توان مقادیر $\frac{V}{V_r}$ و $\frac{A_{fr}}{A_{fr,r}} \frac{W}{W_r} \frac{Re}{Re_r} \frac{L}{L_r}$ را محاسبه و با یکدیگر مقایسه کرد. حال اگر با شرایط مشابه FN-۱ هدف کاهش توان پمپاژ باشد از معادله‌های حالت FN-۲ استفاده می‌شود. شرایط حاکم بر مسئله را می‌توان به این صورت فرمولبندی کرد

$$\frac{N}{N_r} = \frac{W}{W_r} = \frac{q}{q_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1 \quad (43)$$

با استفاده از معادله‌های (۱۸) و (۱۹) و (۴۳) داریم



شکل ۸- تغییرات نسبت توان پمپاژ کانالهای مستطیلی و مثلثی به توان پمپاژ سطح مینا بر حسب α در حالت FN-۲



شکل ۷- تغییرات نسبت حجم مبدل برای کانالهای مستطیلی و مثلثی به حجم مبدل سطح مینا بر حسب α در حالت FN-۱

با استفاده از معادله‌های (۱۵) و (۴۵) داریم

$$\frac{hA}{(hA)_r} = 1 \quad (46)$$

از تعریف j/f و معادله‌های (۴۵) و (۴۶) نتیجه می‌شود

$$\frac{j/f}{(j/f)_r} = \left(\frac{A_{c,r}}{A_c} \right)^2 \quad (47)$$

$$\frac{A_c}{A_{c,r}} = \left[\frac{(j/f)_r}{j/f} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

در این حالت معادله‌های (۱۷) و (۱۹) نیز برقرار است. برای تعیین تعداد کانالها در این حالت باید کل سطح عبور جریان را بر مساحت سطح مقطع یک کانال تقسیم کرد.

$$\frac{N}{N_r} = \frac{A_c}{A_{c,r}} \frac{(\text{Area})_r}{(\text{Area})} \quad (49)$$

از معادله‌های زیر می‌توان نسبت حجم و طول مبدل حرارتی را نسبت به سطح مینا محاسبه کرد

مشخصات هیدرودینامیکی شکل هندسی مورد نظر، سرعت سیال در داخل کانال باید طوری تغییر کند که تابع هدف ارضا شود. لذا لازم است سطح عبور جریان طوری انتخاب شود که دبی جریان ثابت باقی بماند این کار از طریق تغییر تعداد کانالهای موجود در مسیر جریان امکانپذیر است. در حالت‌های شکل هندسی متغیر همان طور که از نامشان مشخص است، شکل هندسی متغیر است یعنی تعداد کانالها و طول کانالها ثابت نیست. تنها در حالت‌های VG-۲ و VG-۳ حاصلضرب تعداد کانالها در طول کانال (NL) ثابت است. سایر محدودیت نیز مثل حالت‌های قبل روی سیستم اعمال می‌شود. بدین ترتیب از معادله‌های حالت VG-۱ زمانی که دبی جرمی، توان پمپاژ، میزان انتقال حرارت و اختلاف دمای ورودی سیالات ثابت و هدف مقایسه حجم مبدل است استفاده می‌شود. در این حالت پس از وارد کردن مقادیر ورودی، اندازه شکلهای هندسی طوری انتخاب می‌شود که قطر هیدرولیکی آنها با هم مساوی باشد و سپس محاسبات مربوط به Re , Nu , f , j/f و پارامترهای هندسی انجام می‌گیرد. با توجه به شرایط مسئله، معادله زیر بین مقادیر مختلف برقرار است

$$\frac{W}{W_r} = \frac{P}{P_r} = \frac{q}{q_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = 1 \quad (45)$$

$$\frac{V}{V_r} = \frac{A}{A_r} \cdot \frac{\beta_r}{\beta} \quad (50)$$

$$\frac{L}{L_r} = \frac{V}{V_r} \frac{A_{fr,r}}{A_{fr}} \quad (51)$$

شده و با یکدیگر مقایسه می‌شوند تا با توجه به شرایط مسئله مناسبترین شکل هندسی انتخاب شود.

تفاوت حالت‌های VG-2a و VG-2b این است که در حالت VG-2b میزان انتقال حرارت ثابت نگهداشته شده و اختلاف دمای ورودی سیالات بررسی می‌شود. در حالت VG-3 نیز هدف این است که برای NL ، دبی جرمی، میزان انتقال حرارت و اختلاف دمای ورودی ثابت، توان پمپاژ، تعداد کانالها و طول کانالها برای شکلهای هندسی مختلف با یکدیگر مقایسه شوند. پس از وارد کردن مقادیر ورودی مربوط به سیال و پارامترهای هندسی مورد نظر، مثل حالت‌های قبل Nu ، $f.Re$ و j/f محاسبه می‌شوند. با توجه به فرضیات مسئله، معادله‌های زیر برقرار است

$$\frac{W}{W_r} = \frac{q}{q_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = \frac{NL}{(NL)_r} = 1 \quad (56)$$

از معادله‌های (15) و (56) نتیجه می‌شود

$$\frac{hA}{(hA)_r} = 1 \quad (57)$$

با توجه به شرایط مسئله، معادله‌های (17) و (19) نیز برقرارند. با استفاده از تعریف j/f و معادله‌های (56) و (57) داریم

$$\frac{j/f}{(j/f)_r} = \frac{P_r}{P} \left(\frac{A_{c,r}}{A_c} \right)^2 \quad (58)$$

بنابر این $\frac{P}{P_r}$ از معادله زیر محاسبه خواهد شد

$$\frac{P}{P_r} = \frac{(j/f)_r}{j/f} \left(\frac{A_{c,r}}{A_c} \right)^2 \quad (59)$$

برای تعیین نسبت تعداد کانالها، معادله (49) برقرار است و نسبت حجم مبدل را نیز از معادله (55) می‌توان محاسبه کرد و نهایتاً از معادله‌های بالا مقادیر $\frac{NL}{(NL)_r}$ ، $\frac{Re}{Re_r}$ ، $\frac{P}{P_r}$ و $\frac{V}{V_r}$ محاسبه و با یکدیگر مقایسه می‌شوند تا با توجه به شرایط حاکم بر مسئله شکل هندسی مناسب انتخاب شود.

شکل (9) که تغییرات نسبت حجم مبدل بر حسب α برای کانالهای مستطیلی و مثلثی را در حالت VG-1 نشان می‌دهد بیانگر

با استفاده از معادله‌های بالا مقادیر $\frac{NL}{(NL)_r}$ ، $\frac{A_{fr}}{A_{fr,r}}$ و $\frac{V}{V_r}$ محاسبه و با یکدیگر مقایسه می‌شوند. در حالت VG-2a هدف این است که برای NL ، دبی جرمی، توان پمپاژ و اختلاف دمای ورودی ثابت، میزان انتقال حرارت، تعداد کانالها و طول کانالها برای شکلهای هندسی مختلف با یکدیگر مقایسه شوند. در این حالت پس از وارد کردن مقادیر ورودی مثل نوع سیال، دما و خواص فیزیکی آن، قطر هیدرولیکی مورد نظر و سایر پارامترهای مورد نیاز که قبلاً ذکر شده است، مثل حالت‌های قبل Nu ، $f.Re$ ، j/f و یکسری پارامترهای هندسی مورد نیاز محاسبه می‌شوند. با توجه به شرایط حاکم بر مسئله، معادله زیر برقرار خواهد بود

$$\frac{W}{W_r} = \frac{P}{P_r} = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{i,r}} = \frac{NL}{(NL)_r} = 1 \quad (52)$$

از معادله‌های (15) و (52) نتیجه می‌شود

$$\frac{q}{q_r} = \frac{hA}{(hA)_r} \quad (53)$$

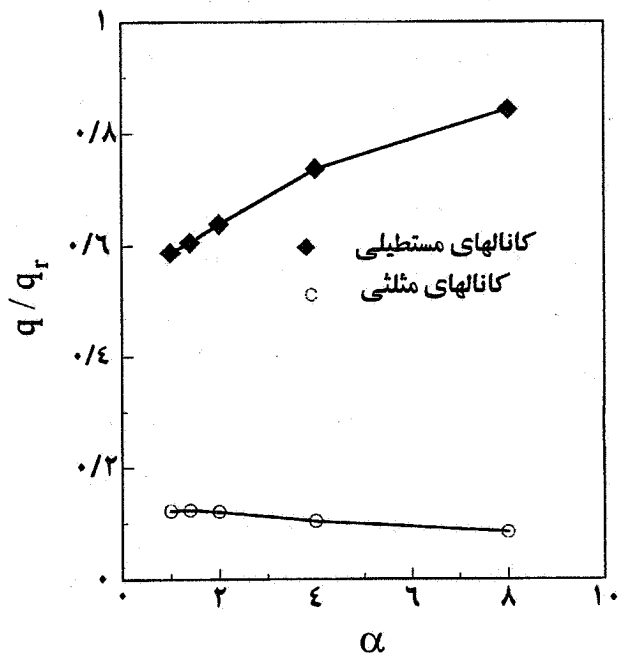
با توجه به معادله (52)، معادله‌های (17) و (19) نیز در این حالت برقرارند. از تعریف j/f و فرضیات دیگر مسئله مثل ثابت بودن خواص فیزیکی سیال، دبی جرمی و توان پمپاژ، می‌توان معادله زیر را به دست آورد

$$\frac{hA}{(hA)_r} = \frac{j/f}{(j/f)_r} \left(\frac{A_c}{A_{c,r}} \right) \quad (54)$$

برای تعیین نسبت تعداد کانالها، معادله (49) برقرار است و نسبت حجم مبدل را نیز از معادله زیر می‌توان محاسبه کرد

$$\frac{V}{V_r} = \frac{L}{L_r} \frac{A_{fr}}{A_{fr,r}} \quad (55)$$

از معادله‌های بالا مقادیر $\frac{NL}{(NL)_r}$ ، $\frac{Re}{Re_r}$ ، $\frac{q}{q_r}$ و $\frac{V}{V_r}$ محاسبه

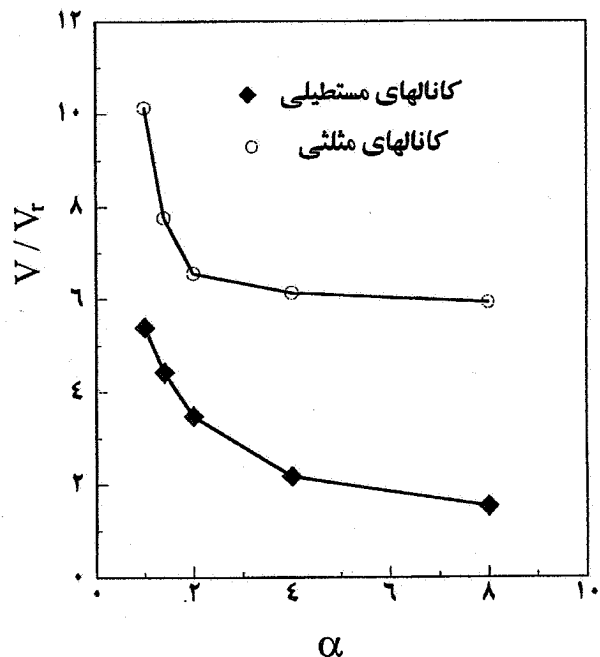


شکل ۱۰- تغییرات نسبت میزان انتقال حرارت کانالهای مستطیلی و مثلثی به میزان انتقال حرارت سطح مینا بر حسب α در حالت VG-۲

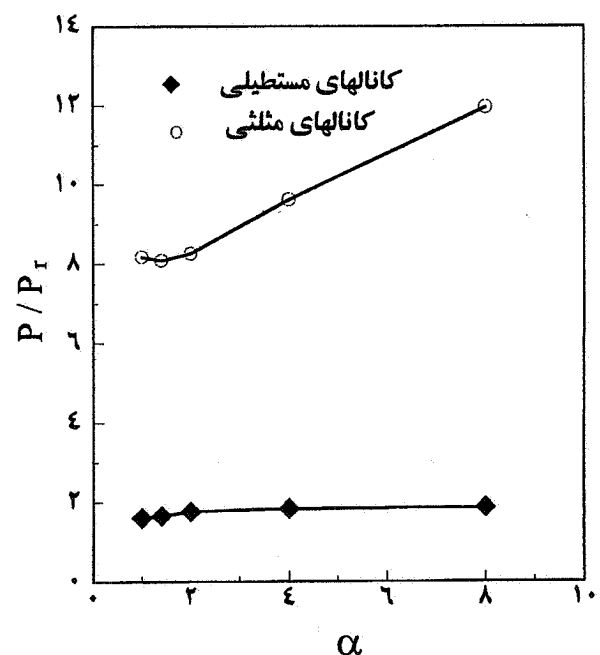
ترتیب ۴۶/۷ و ۷۴ درصد کمتر از کانالهای مثلثی است. همچنین از شکل (۱۰) که در آن تغییرات نسبت میزان انتقال حرارت بر حسب α برای کانالهای مستطیل و مثلثی در حالت VG-۲a رسم شده می توان نتیجه گرفت که کانالهای با مقطع مستطیلی نسبت به کانالهای مثلثی مقدار حرارت بیشتری را منتقل می کنند. به طور مثال مقدار انتقال حرارت کانالهای مستطیلی با $\alpha=1$ و $\alpha=8$ ، 380° و 907° درصد نسبت به کانالهای مثلثی بیشتر است. بنابراین در حالت VG-۲a کانالهای مستطیلی از مزیت بالای انتقال حرارت بسیار زیاد نسبت به کانالهای مثلثی برخوردارند. نهایتاً از شکل (۱۱) که تغییرات نسبت توان پمپاژ بر حسب α برای کانالهای مستطیل و مثلثی را در حالت VG-۳ نشان می دهد می توان نتیجه گرفت که کانالهای با مقطع مستطیلی نسبت به کانالهای مثلثی به توان پمپاژ کمتری نیاز دارند و این مزیت برای کانالهای مستطیلی با افزایش α بیشتر می شود. بنابراین این کانالهای مستطیلی برای کاهش هزینه پمپاژ مناسبترند.

۳- نتیجه گیری

در طراحی مبدل‌های حرارتی فشرده انتخاب شکل هندسی



شکل ۹- تغییرات نسبت حجم مبدل برای کانالهای مستطیلی و مثلثی به حجم مبدل سطح مینا بر حسب α در حالت VG-۱



شکل ۱۱- تغییرات نسبت توان پمپاژ کانالهای مستطیلی و مثلثی به توان پمپاژ کانالهای سطح مینا بر حسب α در حالت VG-۳

این مطلب است که کانالهای مستطیلی نسبت به کانالهای مثلثی به حجم کمتری نیاز دارند و با افزایش α این برتری بیشتر می شود. به طور مثال حجم مورد نیاز کانالهای مستطیلی با $\alpha=1$ و $\alpha=8$ به

مستطیلی به توان پمپاژ کمتری نیاز دارند و برای $\alpha > 1/6$ کانالهای مثلی به دلیل نیاز به توان پمپ کمتر ترجیح داده می‌شوند. همچنین برای انتقال حرارت و دبی جرمی یکسان کانالهای مستطیلی نسبت به کانالهای مثلی به حجم کمتری نیاز دارند. برای حالتی که تعداد کانالها و توان پمپاژ ثابت باشد برای $\alpha < 1/6$ کانالهای با مقطع مثلی دارای حجم مورد نیاز کمتری‌اند و در حالت $\alpha > 1/6$ کانالهای مستطیلی ترجیح داده می‌شوند. در صورتی که تعداد کانالها و دبی جرمی سیال ثابت باشد توان پمپاژ مورد نیاز برای کانالهای مثلی کمتر از کانالهای مستطیلی است. برای حالتی که تعداد کانالها و طول آنها ثابت نیست در صورت ثابت بودن دبی جرمی و توان پمپاژ کانالهای مستطیلی نسبت به کانالهای مثلی به حجم کمتری نیاز دارند و مقدار حرارت بیشتری را منتقل می‌سازند. بایستی توجه داشت که در تمامی موارد بالا تنها تابع هدف، طرح را به سمت مناسبترین انتخاب سوق می‌دهد.

مناسب فاکتور بسیار مهمی برای کاهش هزینه‌های ثابت مثل هزینه ساخت و مواد اولیه و... و هزینه‌های جاری مثل هزینه پمپاژ و... و رسیدن به اهداف طراحی بهینه است. در این تحقیق روش تحلیلی ارائه شده است که توسط آن بر اساس روشهای مختلف و با توجه به شرایط مسئله و تابع هدف مورد نظر، مناسبترین شکل هندسی برای طراحی مبدل حرارت فشرده انتخاب و پیشنهاد می‌شود.

برنامه موجود این امکان را برای طراح فراهم می‌سازد که با توجه به امکانات موجود و شرایط طراحی مناسبترین حالت را انتخاب کند. بر اساس تحقیق حاضر و با استفاده از روشهای ضریب کیفی سطح و حجم، تحت شرایط میزان انتقال حرارت، اختلاف دمای دیواره و سیال، دبی جرمی و توان پمپاژ ثابت در صورتی که هدف کاهش سطح عبور جریان یا کاهش حجم مبدل حرارتی باشد، کانالهای با سطح مقطع مستطیلی به ویژه صفحات موازی بر کانالهای مثلی ارجحیت دارند.

نتایج این بررسی نشان می‌دهد در صورتی که تعداد کانالها و طول کانال ثابت باشد برای دبی جرمی یکسان و $\alpha < 1/6$ کانالهای

واژه نامه

- | | | |
|----------------------------|------------------------------------|-------------------------|
| 1. surface goodness factor | 5. compact heat exchangers | 9. variable geometry |
| 2. volume goodness factor | 6. performance evaluation criteria | 10. surface compactness |
| 3. objective function | 7. fixed geometry | |
| 4. parallel plates | 8. fixed number of channels | |

مراجع

1. Kays, W.M., and London, A.L., *Compact Heat Exchanger*, McGraw Hill, 1984.
2. Kays, W.M., and London, A.L., "Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger Surfaces, Part 2-Design Data for Thirteen Surfaces," *Trans. ASME*, Vol. 72, pp. 1087-1097, 1950.
3. Webb, R.L., "Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 715-725, 1981.
4. Webb, R.L., and Bergles, A.E., "Performance Evaluation Criteria for Selection of Heat Transfer Surface Geometries Used in Low Reynolds Number Heat Exchangers," in *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Edited by Kakac, S., Shah, R.K., and Bergles, A.E., Hemisphere Publishing Co., pp. 735-751, 1983.
5. Zimparov, V.D., and Vulchanov, N.L., "Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 1807-1816, 1994.
6. Shah, R.K., and Pearson, J.T., "Advances in Heat Exchanger Design," *ASME, HTD*, Vol. 66, 1986.
7. Webb, R.L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons Inc., 1994.
8. Shah, R.K., and London, A.L., "Laminar Flow Forced Convection in Ducts," *Advances in Heat Transfer*, edited by Irvine, T.F., and Hartnett, J.P., Academic Press, 1978.
9. Etemad, S.Gh., and Mujumdar, A.S., "The Effect of Aspect Ratio and Rounded Corners on the

Laminar Forced Convection Heat Transfer of a Non-Newtonian Fluid in the Entrance Region of a Rectangular Duct," *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 283-296, 1994.

10. Etemad, S.Gh., and Mujumdar, A.S., "Effect of Variable Viscosity and Viscous Dissipation on Laminar Convection Heat Transfer of a Power- Law Fluid in the Entrance Region of a Semi-Circular Duct," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 2225-2231, 1995.

۱۱- اعتماد، س.غ.، و بختیاری، ف.، روش تقریبی برای محاسبه افت فشار جریان آرام سیالات نیوتنی و غیر نیوتنی در کانالهای با سطح مقطع دلخواه، یازدهمین کنگره شیمی و مهندسی شیمی، ایران، دانشگاه تربیت معلم تهران، تابستان ۱۳۷۵.

12. Etemad, S.Gh., and Bakhtiari, F., "General Equation for Fully Developed Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Complex Geometries," *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 229-238, 1999.