

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

کلیه حقوق مادی مترتب بر نتایج مطالعات، ابتکارات
و نوآوری های ناشی از تحقیق موضوع این پایان نامه
متعلق به دانشگاه رازی است.



دانشکده فنی و مهندسی
گروه مهندسی مکانیک

پایان نامه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد رشته ی مکانیک (طراحی کاربردی)

**بررسی افزایش انتقال حرارت از برج های خنک کن گاز
در ایستگاههای تقویت فشار**

استاد راهنما:

دکتر تورج یوسفی

استاد مشاور:

دکتر مراد پاک نژاد

نگارش:

شاهد دبیلی



دانشکده فنی و مهندسی

گروه مهندسی مکانیک

پایان نامه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد رشته ی مهندسی مکانیک

گرایش طراحی کاربردی

نام دانشجو: شاهد دلیلی

تحت عنوان

بررسی افزایش انتقال حرارت از برج های خنک کن گاز

در ایستگاههای تقویت فشار

در تاریخ 87/7/29 توسط هیئت داوران زیر بررسی و بادرجه عالی به تصویب نهایی رسید.

امضاء امضاء امضاء استاد راهنما: دکتر تورج یوسفی با مرتبه علمی استادیار

امضاء امضاء امضاء استاد مشاور: دکتر مراد پاک نژاد با مرتبه علمی استادیار

امضاء امضاء امضاء استاد داور داخل گروه: دکتر فرزاد ویسی با مرتبه علمی استادیار

امضاء امضاء امضاء استاد داور خارج از گروه: دکتر وهاب دهلقی با مرتبه علمی استادیار

سپاسگزاری

قطعا" به پایان رساندن این پایان نامه بدون راهنمایی و کمک های اساتید گرامی، دوستان عزیز و خانواده مهربانم میسر نبود و به پاس این یاری از همه آنها صمیمانه سپاسگزارم.

در درجه اول نهایت سپاسگزاری و قدردانی خود را از استاد راهنمای فرزانه ام جناب آقای دکتر یوسفی که با صبر و حوصله فراوان نهایت کمک و همیاری را در مراحل مختلف انجام این پروژه ابدال فرمودند، ابراز می کنم. از پدر و مادر بزرگوارم که با دعای خیر خود و برادران عزیزم که حضور پربرکتشان همواره یار و یاور من در زندگی بوده اند، تشکر می کنم.

در پایان از تمامی دوستان و همکلاسی ها در دوره کارشناسی ارشد که بودن با آنها برایم تجربه ای گرانبها بود سپاسگزاری می کنم.

تقدیم به پدر گرانقدرم که راه دستیابی به گوهر دانش را

برویم گشود. وموجبات چگونه زیستن را بمن آموخت.

چکیده

هدف از این طرح بررسی چگونگی افزایش راندمان سرمایه‌ی در برج‌های خنک کن گاز در ایستگاه تقویت فشار قم است. هم‌اکنون در فصل تابستان دمای خروجی گازها ی تحت فشار در این ایستگاه تقویت فشار به بالاتر از حد مجاز (50 درجه سانتیگراد) می‌رسد. برای کاهش دمای خروجی گاز باید به فکر بهبود راندمان برج خنک کن بود. به این منظور ابتدا باید شرایط محیطی منطقه مورد نظر مورد بررسی قرار گیرد و سپس با توجه به این بررسی و اطلاعات مربوط به شرایط جریان سیال خنک‌شونده (گاز) و جریان سیال مبرد (هوا) و همچنین اطلاعات اندازه‌گیری شده و موجود، در مورد مشخصات هندسی لوله‌ها، نسبت به طراحی سیستم مناسب اقدام نمود.

مطالعات بصورت تحلیلی و عددی انجام خواهد گرفت، در این بررسی‌ها به دنبال یافتن پارامترهای موثر بر انتقال حرارت از برج‌های خنک کن هستیم. پس از شناسایی این عوامل، اثرات هر یک از پارامترها بر راندمان برج خنک کن مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته و در نهایت مجموعه‌ای از روش‌های رفع مشکل کنونی پیشنهاد شده است. لازم به ذکر است که بررسی‌های عددی توسط نرم‌افزار Fluent، انجام می‌شود.

نظر به اینکه افزایش دمای گاز بر روی عایق‌ها و پوشش‌های لوله‌های انتقال گاز اثر نامناسب دارد و باعث خوردگی در این لوله‌ها می‌شود، به همین جهت در فصول گرم سال که درجه حرارت گاز خروجی از برج خنک کن به بالاتر از حد مجاز می‌رسد، برای جلوگیری از خوردگی مجبور به تقلیل افزایش فشار در ایستگاه‌های تقویت فشار هستیم. این تقلیل خود باعث کاهش فشار در ایستگاه‌های بعدی و کاهش فشار گاز در کل شبکه خواهد شد. با توجه به این توضیحات مشخص است که با افزایش راندمان برج‌های خنک کن این مشکل رفع خواهد گردید.

ضمناً، در حال حاضر ایستگاه‌های تقویت فشار گاز در مناطق کویری و گرم با مشکل کاهش راندمان کاری برج‌های خنک کن، مواجه هستند و تاکنون اقدامی برای رفع این مشکل نشده است.

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
چکیده	۱
فهرست شکل ها	و
فهرست جدول ها	ط
فهرست علامت ها	ع

فصل اول: مبدل‌های حرارتی خنک شونده با هوا و مروری بر کارهای گذشته

1-1 - مقدمه	2
2-1 - ساختار مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا	2
3-1 - مروری بر تحقیقات انجام شده	4

فصل دوم: داده برداری

1-2-1 - مقدمه	9
2-2-2 - معرفی برج های خنک کن ایستگاه	9
3-2-3 - بررسی اجزاء برج	10
1-3-2-1 - دسته لوله	10
3-2-2-2 - لوله ها	11
3-3-2-3 - سازه	12
3-2-4-4 - فن ها	12
3-2-5-5 - مقادیر سرعت هوای ایجاد شده توسط فن در اطراف مجموعه لوله	13
3-2-6-6 - مشخصات جریان گاز داخل لوله های مبدل	14
2-4-4 - هندسه مورد استفاده در شبیه سازی برج	15
2-5-5-5 - شرایط آب و هوایی	16
2-5-2-1 - روش پیشنهادی ASHRAE	17
2-5-2-2 - روش معدل گیری از حداقل و حداکثر دمای ماهیانه	17
2-5-2-1-1 - زمستان	17
2-5-2-2-2 - تابستان	17

- 2-5-3- پارامترهای طراحی در تابستان و زمستان 17
- 2-5-4- باد 18

صفحه

عنوان

فصل سوم : معادلات حاکم بر جریان و نتایج حاصل از روش های آزمایشگاهی یا تجربی

- 3-1- مقدمه 21
- 3-2- معادله بقای جرم 21
- 3-3- معادلات بقای مومنتوم 21
- 3-4- شبیه سازی اغتشاشات 22
- 3-4-1- معرفی مدل اغتشاش $k-\epsilon$ 23

فصل چهارم : روش حل عددی جریان

- 4-1- مقدمه 27
- 4-2- نرم افزار و متد مورد استفاد 27
- 4-3- گسسته سازی میدان حل 29
- 4-4- گسسته سازی معادلات حاکم 30
- 4-5- فرمولاسیون خطی سازی زمانی ضمنی در مقابل روش صریح 31
- 4-6- مجزا سازی (Discretization) 32
- 4-6-1- فرم خطی شده معادله مجزا 33
- 4-6-2- ضرائب زیر تخفیف 33
- 4-6-3- تعریف مانده ها (به عنوان معیاری برای همگرایی) 33
- 4-7- روش عددی سیمپل (SIMPLE) 35
- 4-8- شرایط مرزی 36

فصل پنجم : مدل سازی

- 5-1- مقدمه 40
- 5-2- هندسه مورد استفاده در شبیه سازی برج 40
- 5-3- تولید شبکه (Mesh Generation) 40
- 5-4- شرایط مرزی و اولیه مورد استفاده در مدل 44
- 5-4-1- مدل سازی مرز ورود سرعت 44
- 5-4-2- مدل سازی شرط مرزی دیوار 44
- 5-4-3- مدل سازی شرط مرزی خروجی 44
- 5-4-4- مدل سازی شرط مرزی متقارن 45
- 5-5- آماده سازی نرم افزار فلونت (FLUENT) 45

45. 5-5-1 خواندن و بررسی شبکه
46. 5-5-2 انتخاب روش حل
47. 5-5-3 بیان خواص سیال

صفحه

عنوان

فصل ششم: بررسی نتایج حاصل از وضع موجود

49. 6-1-1 مقدمه
49. 6-2-2 شرایط برج در دمای ثابت لوله های فین دار مبدل حرارتی
49. 6-3-3 آشنایی با موقعیت مکانی لوله ها
50. 6-4-4 تاریخچه همگرایی و پایداری
50. 6-5-5 بررسی جریان عمود بر مجموعه لوله های مبدل
52. 6-6-6 میدان سرعت
53. 6-6-6-1 نمایش سرعت سیال، (مقطع مرکزی $x=0$)
54. 6-6-6-2 نمایش سرعت سیال، (مقطع وسطی $x=1$)
56. 6-6-6-3 نمایش سرعت سیال، (مقطع وسطی $x=2$)
57. 6-6-6-4 نمایش سرعت سیال، (مقطع وسطی $x=3$)
58. 6-6-5 نمایش میدان سرعت صفحه خروجی
59. 6-7-7 میدان دما
59. 6-7-1-1 نمایش دمای سیال، (مقطع مرکزی $x=0$)
60. 6-7-2-2 نمایش دمای سیال، (مقطع وسطی $x=2$)
61. 8-6-8 مشاهده عدد نوسلت متوسط (Surface Nusselt Number)
62. 6-8-1-1 بررسی عدد نوسلت، 3ستون از لوله های مبدل
62. 6-8-2-2 بررسی عدد نوسلت سطح مقطع لوله های مبدل
66. 6-9-9 مشاهده نرخ انتقال حرارت (Total Heat Transfer Rate)
67. 6-10-10 میدان فشار
68. 6-11-11 نتایج حاصل از روش های آزمایشگاهی یا تجربی
68. 6-11-1-1 انتقال حرارت جابجایی مربوط به جریان عمود بر لوله ها
71. 6-11-2-2 نتیجه گیری

فصل هفتم: بررسی راههای افزایش راندمان برج

73. 7-1-1 مقدمه
73. 7-2-2 تصحیح ارتفاع قسمت میانی، برج خنک کن ایستگاه
75. 7-3-3 اصلاح ساختار هندسی قسمت میانی
76. 7-3-1-1 مختصات هندسی گاید گلدانی شکل
78. 7-3-2-2 افزایش انتقال حرارت بدست آمده

- 79..... 3-3-7 مشاهده نتایج حاصل از نرم افزار
- 80..... 1-3-3-7 نمایش سرعت سیال، (مقطع مرکزی $x=0$)
- 81..... 2-3-3-7 نمایش سرعت سیال، (مقطع وسطی $x=1$)

صفحه

عنوان

- 82..... 3-3-3-7 نمایش سرعت سیال، (مقطع وسطی $x=2$)
- 83..... 4-3-3-7 نمایش سرعت سیال، (مقطع وسطی $x=3$)
- 83..... 4-7- تغییر سرعت فن
- 85..... 1-4-7- نتیجه گیری
- 85..... 5-7- نتیجه گیری و پیشنهادات

فهرست اشکال

عنوان	صفحه
1-1-لوله دایره‌های همراه با پره های مدور.....	3
2-1-لوله های بیضوی همراه با پره صفحه ای.....	3
1-2-شمتاتیک مربوط به یک train.....	9
2-2-نمایش هندسه سه بعدی برج.....	10
3-2-نمایش ابعاد دسته لوله ها.....	10
4-2-منحنی مشخصه فن برج خنک کن.....	13
5-2-دیاگرام پروفیل توزیع سرعت در خروجی فن.....	14
6-2-تغییرات درجه حرارت در طول لوله بالایی برج خنک کن.....	14
7-2-نمایش ابعاد هندسی برج خنک کن ایستگاه.....	16
8-2-برج خنک کن ایستگاه تقویت فشار گاز قم.....	16
1-4-المان های سه بعدی بکار رفته در شبکه بندی هیبرید.....	29
2-4-الگوریتم حل به روش تفکیکی.....	31
1-5-نمایش ابعاد هندسی برج خنک کن ایستگاه.....	40
2-5-شبکه تولید شده روی سطح مقطع یکی از لوله ها.....	42
3-5-شبکه تولید شده سطح مقطع 3ردیف از لوله ها.....	43
4-5-نمایش سرعت سیال در فضای بین لوله ها.....	43
5-5-تصویر شمتاتیک المان فلوترن 142.....	44

45	6-5- تصویر شماتیک مرزهای مدل
50	6-1- نمایش موقعیت لوله ها

صفحه	عنوان
50	6-2- تاریخچه همگرایی کامل
52	6-3- کانتور دما بین ستون های 11 تا 17
53	6-4- نمایش موقعیت سطح مقاطع وارده در طول برج
53	6-5- نمایش موقعیت سطح مقطع
54	6-6- کانتور های سرعت
54	6-7- بردارهای سرعت
55	6-8- نمایش موقعیت سطح مقطع
55	6-9- کانتور های سرعت
55	6-10- بردارهای سرعت
56	6-11- نمایش موقعیت سطح مقطع
56	6-12- کانتور های سرعت
57	6-13- بردارهای سرعت
57	6-14- نمایش موقعیت سطح مقطع
58	6-15- کانتور های سرعت
58	6-16- بردارهای سرعت
58	6-17- نمایش کانتور های سرعت خروجی
59	6-18- نمایش موقعیت سطح مقطع
60	6-19- کانتور توزیع دما
60	6-20- نمایش موقعیت سطح مقطع

60 21-6- کانتور توزیع دما

صفحه

عنوان

61	22-6- پلان برج
62	23-6- عددنوسلت ستونهای 1، 24 و 48
63	24-6- نمایش موقعیت مقاطع
64	25-6- عدد نوسلت مقطع های ابتدایی
64	26-6- عدد نوسلت مقطع های وسطی
65	27-6- عدد نوسلت مقطع های انتهایی
66	28-6- ضریب انتقال حرارت ستون های 1، 24، 48
67	29-6- پروفیل سرعت برای لوله های اطراف ستون 1، 24 و 48 (از راست به چپ)
68	30-6- تصویر مجموعه لوله ها در جریان عمود بر آن
68	31-6- نحوه آرایش لوله ها، (مثلی)
74	1-7- نمایش بردارهای سرعت
74	2-7- بررسی با ارتفاع های مختلف
77	3-7- نمایش چهار نمای گایدگلدانی شکل
77	4-7- ابعاد گایدگلدانی شکل
77	5-7- پلان برج
78	6-7- هندسه سه بعدی برج
78	7-7- نمایش چهار نمای گاید دوکی شکل
80	8-7- نمایش موقعیت سطح مقطع
80	9-7- نمایش بردارهای سرعت

81	10-7- نمایش موقعیت سطح مقطع
81	11-7- نمایش بردارهای سرعت
82	12-7- نمایش موقعیت سطح مقطع
82	13-7- نمایش بردارهای سرعت
83	14-7- نمایش موقعیت سطح مقطع
83	15-7- نمایش بردارهای سرعت

فصل اول

مبدل‌های حرارتی خنک شونده با هوا

و مروری بر کارهای گذشته

1-1 مقدمه

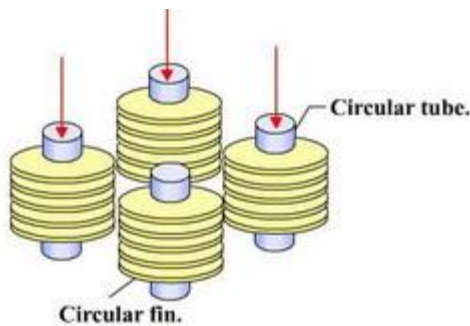
طی 20 تا 30 سال گذشته، هم برای مصارف خانگی و هم برای مصارف صنعتی، استفاده از هوا بعنوان سیال خنک کننده و جایگزین برای آب افزایش یافته است، هم اکنون هم مبدل های خنک شونده با هوا (هوا-خنک)، بخش مهمی از فناوری صنعتی انتقال گرما را شامل می گردد. این نوع مبدل ها بطور وسیع برای خنک کردن مایعات و گازها، بعنوان مثال در ایستگاه های تقویت فشار گاز و جریان های مایع پالایشگاهی، استفاده می شوند. در این فصل، ضمن تشریح ویژگی های اساسی مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا، به مروری بر تحقیقات انجام گرفته در گذشته نیز می پردازیم.

1-2 ساختار مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا

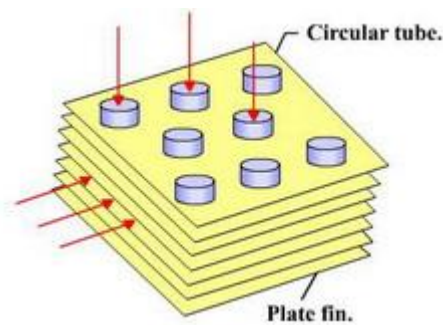
در مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا، سیالی که باید خنک شود، در داخل لوله های دسته لوله پره دار جریان می یابد، در حالیکه هوا بصورت جریان متقاطع از روی سطح خارجی لوله ها عبور می کند. جریان هوا ممکن است با عبور طبیعی هوا در کانال یا برج، یا با عبور اجباری هوا بوسیله پروانه و موتور الکتریکی، ایجاد شود. نوع رایجی از این مبدل، مبدل های لوله ای پره دار، است، که در ایستگاه تقویت فشار گاز قم نیز از این لوله ها استفاده شده است. مبدل لوله ای پره دار به دو صورت لوله با پره صفحه ای و لوله های منفرد پره دار وجود دارند، که شامل آرایه ای از لوله ها با پره هایی که در سمت بیرونی ثابت شده اند، می باشد. پره های سمت خارجی لوله ها ممکن است عمود بر محور لوله ها، اریب یا مارپیچ نسبت به محور، یا طولی (محوری)، و در امتداد محور لوله باشند.

سیال های درون لوله می توانند گاز یا مایعات لزج باشند. در این مبدل ها، عموماً از لوله هایی با مقاطع دایره ای، بیضوی و مستطیلی استفاده می شود.

پره های دایره ای که از ورق نازک شکل داده می شوند، شکل (1-2)، معمولاً با لوله های دایره ای استفاده می گردند. این پره ها اغلب از آلومینیوم ساخته می شوند تا بازده ای بزرگ برای پره ایجاد کنند. گاهی بمنظور کاهش افت فشار، و استفاده از ساختاری محکمتر، شکل (1-1)، از لوله های بیضوی استفاده می شود. در این ساختار، لوله ها از میان یک سری صفحات تخت بزرگ عبور می کنند و این صفحات به لوله ها لحیم می شوند تا نقش پره را ایفا نمایند.



شکل 2-1، لوله های بیضوی همراه با پره های صفحه ای



شکل 1-1، لوله های دایره ای همراه با پره های مدور

پره ها بسته به نوع کاربرد، درست بیرونی و یا درست داخلی، و یا در هر دو سمت داخل و خارج لوله ها، بکار می روند. ضمناً پره ها با لحیم کاری، جوش برنجی، جوشکاری، جازدن مکانیکی، پیچاندن کششی و غیره، به لوله وصل می شوند.

دسته لوله ها می توانند چیدمان مربعی یا مثلثی داشته باشند. تفاوت اساسی در خواص جریان از روی دسته لوله های فین دار در چیدمان مربعی و مثلثی وجود دارد. در چیدمان مربعی، در بالا دست جریان لوله های دایره ای، از ردیف های دوم به بعد ناحیه دنباله (Wake)، با سرعت کم ایجاد می شود. این خاصیت به ضریب انتقال حرارت کم از بین این لوله ها منجر می گردد. از آنجا که سیال از مسیری حرکت می کند که کمترین مقاومت وجود داشته باشد، بنابراین سهم عمده ای از جریان می تواند بدون برخورد با لوله ها که سطوح انتقال حرارت هستند، کنار گذر شود. هردوی این موارد به ضریب انتقال حرارت پایین منجر می گردد، که در آرایش مثلثی دیده نمی شوند.

مبدل های گرمای لوله ای، بطور متداول در ایستگاه های گاز، نیروگاه های مرسوم هسته ای و در سیستم های تهویه و تبرید استفاده می شوند. ضریب انتقال گرمای جریان متقاطع هوا از روی لوله های بدون پره، برای طراحی مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا، به لحاظ جنبه های اقتصادی آن در اکثر کاربردها بسیار کوچک است. کل انتقال گرمای سمت هوا باید با افزودن مساحت سطح لوله ها افزایش یابد و اینکار با اضافه کردن پره ها انجام می شود.

سطوح تخت پره ها، عمود بر محور لوله، در جهت جریان هوا قرار می گیرند تا مقاومت در جریان هوا را به حداقل برسانند.

میزان بهینه افزایش سطح گرمایی به چندین عامل بستگی دارد، هر چند بصورت خاص متأثر از ضریب انتقال گرمای سیالی است که در داخل لوله ها، خنک می گردد. اگر این مقدار کوچک باشد، با بهبود بخشیدن انتقال گرمای سمت هوا نتیجه قابل توجهی بدست نمی آید، در صورتی که اگر ضریب انتقال گرمای داخل لوله بزرگ باشد، اضافه کردن سطوح پره دار بزرگ می تواند به لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه باشد.

[1] Paikert، پیشنهاد می کند که برای ضریب انتقال گرمای داخل لوله معادل با، $200 W/(m^2.K)$ ، کمترین هزینه انتقال گرما، زمانی بدست می آید که نسبت مساحت کل لوله پره دار به مساحت سطح لوله بدون پره، تقریباً 5، باشد. این نسبت بهینه، برای ضریب انتقال گرما معادل با، $1000 W/(m^2.K)$ ، حدود 13 و برای ضریب انتقال گرما برابر با 5000، این نسبت تقریباً برابر با 23، است، در عمل، افزایش سطح ایجاد شده توسط پره ها در محدوده 10 تا 25 برابر سطح لوله بدون پره می باشد.

برخی از مبدل های پره دار، فشرده هستند. یک مبدل دارای نسبت سطح گرمایی به حجم بزرگتر از $700 m^2 / m^3$ ، حداقل در یک سمت انتقال گرما، می تواند یک مبدل فشرده گرما نامیده شود. این مبدل، عموماً " برای کاربردهایی که در آنها حداقل در یک سمت از سطوح انتقال گرما، گاز جریان داشته باشد، استفاده می شوند. در این مبدل ها و در جریان گاز، بعلت وجود گذرگاه های جریان با قطر هیدرولیکی کوچک، ضرایب انتقال گرمای بسیار بزرگ بدست می آید.

1-3 مروری بر تحقیقات انجام شده

مساله بررسی چگونگی افزایش راندمان سرمایش در برج های خنک کن خشک، تقریباً از زمان استفاده از این برج ها، به یکی از مهمترین زمینه های تحقیقاتی در مورد آنها مبدل گردیده است. متناسب با پیشرفتی که در زمینه سخت افزار و نرم افزار کامپیوتری و نیز تجهیزات آزمایشگاهی صورت گرفته است، این تحقیقات نیز با استفاده از امکانات جدید همچنان در حال ادامه می باشد.

§ اثر تعداد ردیف بر انتقال حرارت

اثر واقعی تعداد ردیف ها بر انتقال حرارت و افت فشار دسته لوله ها، کاملاً مشخص نشده است. در سال 1951، Schmidt [2]، نشان داد که ضریب انتقال حرارت برای اولین ردیف لوله، بهترین مقدار است و مقدار مربوط به ردیف دوم، بدترین. از ردیف دوم به بعد، ضریب انتقال حرارت، افزایش می یابد تا برسد به یک مقدار ثابت. در سال های 1963 و 1981 بترتیب، نتایج حاصل از تحقیقات [3] Ward and yang، [4] Brauer، نشان دادند که ضریب انتقال حرارت با تعداد ردیفها تا ردیف سوم افزایش می یابد و سپس ثابت می ماند. با وجود این،

اثر تعداد ردیفها به عدد رینولدز، بستگی دارد. اختلاف بین دور دیف اول با بقیه دسته لوله، با کاهش عدد رینولدز، کمتری می شود.

در سال 1996، [5] Neal and Hitchcock، مشاهده کرد که ضریب انتقال حرارت تاردیف پنجم یا ششم، افزایش می یابد.

اخیراً [6] Graniolino and Cuti، 2002، نشان دادند که اثر ردیف بر ضریب انتقال حرارت برای جریان اجباری و آزاد، متفاوت است. برای جریان آزاد، ضریب انتقال حرارت، با تعداد ردیف، افزایش می یابد و مجدداً به عدد رینولدز بستگی دارد. برای جریان اجباری، ضریب انتقال حرارت از یک مدل تک ردیفه به دو ردیفه افزایش می یابد و سپس کاهش می یابد و مجدداً به عدد رینولدز، بستگی دارد. با وجود این، رابطه اثر ردیف که توسط Weierman، پیشنهاد شده، عدد رینولدز را به عنوان یک پارامتر موثر در نظر نگرفته است.

§ اثر تعداد ردیف بر افت فشار

در سال 1945، [7] Jamson، نتایج افت فشار دسته لوله برای تعدادی لوله را در آرایش مثلثی با تعداد ردیف های مختلف، با دو قطر لوله (12/7 mm و 19 mm) و 5 فاصله مختلف بین نوک فین نشان داد. برای لوله هایی با قطر بزرگتر و برای فاصله های کمترین سر فین ها، افت فشار در هر ردیف با تعداد ردیف افزایش یافت، و برای فاصله های بیشتر کاهش داشت. برای لوله هایی با قطر کوچکتر، افت فشار در هر ردیف، تغییر قابل ملاحظه ای نداشت.

در سال 1962، آزمایشات [8] Brauer، نشان داد که فاکتور اصطکاک با تعداد ردیف کاهش می یابد. در رنج اعداد رینولدز پایین، فاکتور اصطکاک برای یک دسته لوله تک ردیفه در حدود $1/3$ برابر، بیشتر از یک دسته لوله دو ردیفه بود، با وجود این، تفاوت کمی بین ضریب اصطکاک دسته لوله های دو و چهار ردیفه وجود داشت. در رنج اعداد رینولدز بالاتر، یک کاهش تدریجی در فاکتور اصطکاک دسته لوله از یک دسته تک ردیفه تا چهار ردیفه رخ داد. ضریب اصطکاک دسته تک ردیفه هنوز $1/3$ برابر بزرگتر از فاکتور اصطکاک دسته لوله برای یک مبدل چهار ردیفه بود.

در سال 1977، [9] Weierman برخلاف نظر Brauer، نشان داد که تغییر بسیار کمی در فاکتور اصطکاک برای ردیف های لوله، یک تا شش، برای یک بانک لوله با آرایش مثلثی با قطر بزرگ وجود دارد. او همچنین نشان داد که اثر ردیف، مستقل از سرعت برای این لوله هاست.

در سال 1981، [10] Rabas et al، تغییر در فاکتور اصطکاک برای بانک های لوله سه، شش و هشت ردیفه شامل لوله های فین دار کوتاه را که بجز در چگالی فین، خصوصیات یکسانی دارند، ارائه کرد. برای لوله های خنک کن هوایی، فاکتور اصطکاک با تعداد ردیف دسته لوله، افزایش می یابد، با وجود این، مقدار افزایش با زیاد شدن عدد رینولدز، کمتری می شود. وقتی چگالی فین، افزایش می یابد، فاکتور اصطکاک، شروع به کاهش یافتن با تعداد