

بهینه سازی را ندمان ریژنراتور دوار به روش طراحی آزمایشها

نازنین سادات قدسی پور

فارغ التحصیل گروه مهندسی شیمی (فرآیند) - دانشکده فنی - دانشگاه تربیت مدرس

سید مجتبی صدر عاملی

دانشیار گروه مهندسی شیمی (فرآیند) - دانشکده فنی - دانشگاه تربیت مدرس

محمد رضا امیدخواه

استادیار گروه مهندسی شیمی (فرآیند) - دانشکده فنی - دانشگاه تربیت مدرس

(تاریخ دریافت ۸۰/۴/۲۵، تاریخ تصویب ۸۱/۱۲/۱۰)

چکیده

در این مقاله با مروری بر روابط تحلیلی، فرمولاسیون ریاضی حاکم بر ریژنراتورهای دوار و مطالعات آزمایشگاهی انجام شده، به بررسی پارامترهای مؤثر بر ریژنراتورهای دوار و بهینه سازی راندمان حرارتی سیستم پرداخته می شود. اثر این پارامترها در سیستم آزمایشگاهی موجود که برای اولین بار در ایران ساخته شده است، به روش طراحی آزمایشها بررسی شده و با استفاده از تابع راندمان حرارتی سیستم که بر اساس متغیرهای مؤثر بدست آمده است، بهینه سازی پارامترهای یک سیستم ریژنراتور دوار در مقیاس آزمایشگاهی که معمولاً در سیستم های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار میگیرد مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته شده است.

واژه های کلیدی: ریژنراتور دوار، بهینه سازی، طراحی آزمایشها، روابط تحلیلی، مدل ریاضی

مقدمه

ذخیره یا تخلیه می کنند (انجام می گیرد). ریژنراتورها از نظر نوع انتقال انرژی به دو گروه تقسیم بندی می شوند، در نوع اول بستر ماتریس^۳ ساکن بوده و مسیر جریان سیالها بطور متناوب تغییر می کند و در نوع دوم مسیر جریان سیالها ثابت و بستر ماتریس حرکت دورانی دارد و در مسیر جریان سیالها قرار می گیرد. نوع اول را ریژنراتور بستر ساکن^۴ و نوع دوم را ریژنراتور بستر دوار^۵ (شکل (۱)) می نامند.

در این مقاله، نتایج بهینه سازی پارامترهای مؤثر بر راندمان یک سیستم ریژنراتور دوار مورد مطالعه قرار گرفته است. برای بررسی اثر پارامترها از یکی از روشهای طراحی آزمایشها^۶ (2" افاکتوریال) استفاده شده است. جهت مقایسه نتایج، برای یک سیستم مشابه با همین مشخصات و پارامترها، مقادیر لازم توسط روابط تحلیلی بدست آمده اند. بعلاوه، با حل عددی معادلات حاکم بر سیستم، شبیه سازی سیستم ریژنراتور در مقیاس آزمایشگاهی انجام گرفته و نتایج مورد تجزیه و تحلیل

رشد سریع قیمت سوخت، ناپایداری منابع و افزایش انتشار الاینده ها توجه مصرف کنندگان انرژی را به سوی چگونگی بهره برداری منطقی از منابع سوختی و استفاده مناسب و بهینه از انرژی آن متمرکز کرده است. استفاده بهینه از انرژی بر مبنای قانون بقای انرژی صورت می گیرد و بدان معناست که کاهش انرژی های تلف شده منجر به افزایش راندمان سیستم مصرف کننده انرژی می گردد. افزایش راندمان سیستم دو مزیت دارد؛ اولاً، در استفاده از منابع سوختی که محدود و رو به پایان هستند صرفه جویی می گردد، ثانیاً، از آلودگی بیشتر محیط زیست، که امروزه از طرف سازمانهای بین المللی تحت کنترل می باشد، جلوگیری می گردد.

دو دسته از مبدلهای حرارتی که اغلب در سیستمهای بازیابی انرژی بکار می روند، ریکاپراتورها^۱ و ریژنراتورها^۲ می باشند. ریژنراتورها یکی از انواع سیستمهای بازیابی انرژی هستند که انتقال حرارت در آنها توسط یک جسم واسطه متخلخل (صفحات انتقال حرارت که انرژی را

جهت محاسبه ϕ_r از فرمول زیر که توسط Kays & London [۱] ارائه شده است استفاده می‌گردد:

$$\phi_r = 1 - \frac{1}{9Cr^{*1.93}} \quad (۶)$$

در رابطه (۶) ϕ_r تابع پارامتر بدون بعد Cr^* است که بصورت عبارت زیر تعریف می‌شود:

$$Cr^* = \frac{Cr}{C_{min}} \quad (۷)$$

در عبارت فوق Cr^* تابع ظرفیت گرمایی ماتریس و سرعت دوران است. بنابراین طبق معادله (۶)، فقط در محدوده سرعت های پایین (0-2 rpm) راندمان تابع سرعت دوران ماتریس می‌باشد و پس از آن سرعت تأثیری بر روی راندمان ندارد. از آنجایی که معادله (۶) با نتایج عددی و آزمایشگاهی کاملاً تطابق ندارد، رابطه زیر توسط Yilmaz [۲] و همکارانش در سال ۱۹۹۶ ارائه گردیده است:

$$\phi_r = \frac{0.24Cr^*}{\left[1 + 0.02Cr^{*1.82} + (0.24Cr^*)^3\right]^{1/3}} \quad (۸)$$

با توجه به روابط ارائه شده نتایج زیر حاصل می‌گردد:

- ۱- برای یک مقدار مشخص Cr^* ، راندمان C^* با افزایش $Ntu_{,0}$ افزایش می‌یابد.
- ۲- برای یک مقدار مشخص C^* ، راندمان $Ntu_{,0}$ با افزایش Cr^* افزایش می‌یابد.
- ۳- برای یک مقدار مشخص $Ntu_{,0}$ ، راندمان Cr^* با کاهش C^* افزایش می‌یابد.
- ۴- با افزایش Cr^* راندمان افزایش و در $Cr^* \geq 5$ راندمان ریژنراتور به سمت راندمان ریکاپراتور میل می‌کند و اختلاف راندمان حرارتی برای $Cr^* \geq 5$ کم و قابل صرف نظر کردن است در طراحی باید مورد توجه قرار گیرد.

قرار گرفته اند.

مطالعات تحلیلی^۷

معادلات تحلیلی جهت محاسبه راندمان حرارتی ریژنراتور دوار، به شرح زیر توسط Kays و London [۱] بدست آمده اند:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \phi_r \quad (۱)$$

در رابطه بالا ε نمایانگر راندمان حرارتی ریژنراتور دوار، ε_0 راندمان حرارتی مبدل با جریان متقاطع و ϕ_r نشانگر اثر سرعت دوران ماتریس است. راندمان حرارتی مبدل با جریان متقاطع توسط Kays & London [۱] توسط رابطه زیر داده شده است:

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - e^{-Ntu_{,0}(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-Ntu_{,0}(1-C^*)}} \quad (۲)$$

همانطور که از معادله بالا دیده می‌شود، ε_0 تابع دو پارامتر است: نسبت ظرفیت گرمایی سیالها (C^*) و تعداد واحدهای انتقال ($Ntu_{,0}$)، این پارامترها بصورت زیر تعریف می‌شوند:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (۳)$$

$$Ntu_{,0} = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c} \right] \quad (۴)$$

در رابطه بالا h ضریب انتقال حرارت است که با دانستن عدد ناسلت محاسبه می‌گردد. جهت محاسبه عدد ناسلت می‌توان از رابطه زیر که توسط Cihan و Yilmaz [۲] ارائه شده است استفاده کرد:

$$Nu = Nu_{\infty} \left(1 + \frac{4.212 \psi \phi_r^3}{Z^* Nu_{\infty}^3} - 0.8 \left(\frac{\psi \phi_r^3}{Z^* Nu_{\infty}^3} \right)^{2/3} \right)^{1/3} \quad (۵)$$

مشتق اول مکانی صفر در نظر گرفته می شود. شرایط دوره ای به گونه ای است که دمای دیواره ماتریس در انتهای پرپودگرم برابر با دمای دیواره ماتریس در ابتدای پرپود سرد است. محاسبه دمای سیالها و ماتریس در پرپودهای متوالی آنقدر تکرار می گردد تا این دماها در انتهای هر پرپود ثابت گردند و به تعادل دوره ای رسیده باشند. در این حال با استفاده از دماهای ورودی و متوسط دماهای خروجی سیالهای سرد و گرم، راندمان حرارتی سیستم محاسبه می گردد.

مطالعات آزمایشگاهی

در شکل (۲) نمایی از سیستم آزمایشگاهی نشان داده شده است. در سیستم آزمایشگاهی مورد بررسی هوای تازه پس از عبور از فن شعاعی (۶۰۰ cfm)، از بخش سرد سیستم ریژنراتور عبور می کند و در بخش گرم، هوای تازه ورودی از فن شعاعی (۶۰۰ cfm) از روی دو کوپل حرارتی عبور کرده و گرم می شود، سپس از بخش گرم سیستم عبور می کند و تبادل حرارتی جریانها با واسطه ماتریس انجام می گیرد. قطر ماتریس ۷۰ cm و ضخامت آن ۱۵ cm می باشد. ماتریس متخلخل از نوع مثلثی است و ابعاد آن در شکل (۳) نشان داده شده است. جنس ماتریس از آلومینیوم است و توسط موتور از نوع AC می چرخد و یک سیستم تغییر سرعت جهت تغییر سرعت دوران بکار می رود. در مدت انجام آزمایش ها سرعت هوای ورودی سرد و گرم توسط دستگاه Vane اندازه گیری شده و دمای ورودی و خروجی سیالها توسط چهار ترموکوپل از نوع K-type اندازه گیری شدند.

همانگونه که در معادله (۱) اشاره شد، راندمان حرارتی سیستم تابع سه پارامتر Ntu_0, C^*, Cr^* می باشد. برای طراحی آزمایشها از روش فاکتوریال که در دو سطح طراحی گردیده است، استفاده شده است. اگر n تعداد متغیرهای آزمایش باشد، این روش 2^n آزمایش را طراحی می کند که توسط نتایج آنها می توان به بررسی میزان اثر هر یک از متغیرها پرداخته و عملکرد بهینه سیستم را تعیین نمود.

سه پارامتری که در بالا ذکر گردیدند، ناشی از تغییرات سه متغیر دور موتور، سرعت ورودی هوای گرم و سرعت

روش حل عددی

در این مطالعه به حل مدل انتقال حرارت جابجایی با در نظر گرفتن تغییرات سرعت، پرداخته می شود. در این مدل با حل همزمان معادلات پیوستگی و مومنتوم و انرژی می توان سرعت را متغیر در نظر گرفت و در نتیجه لازم نیست که عدد استانتون و ضریب اصطکاک که تابعی از عدد رینولدز هستند، ثابت در نظر گرفته شوند. مدل مورد نظر در ریژنراتورهایی که در توربین های گازی جهت بازیافت انرژی از آنها استفاده می شود کاربرد داشته و در سیستم های نیروگاهی و تهویه مطبوع از تغییرات سرعت صرف نظر می شود.

مدل ریاضی

در این مدل معادلات ریاضی بقای جرم، مومنتوم و انرژی بصورت زیر بیان می شوند:

قانون بقای جرم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

قانون بقای مومنتوم:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial p / \partial x}{\rho} \pm \frac{1}{2} \frac{u^2 f(u)}{r_h} = 0 \quad (10)$$

قانون بقای انرژی (برای سیال):

$$\frac{h(T_w - T_g)}{r_h} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(C_v T_g + \frac{1}{2} u^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(C_v T_g + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} u^2 \right) \right] \quad (11)$$

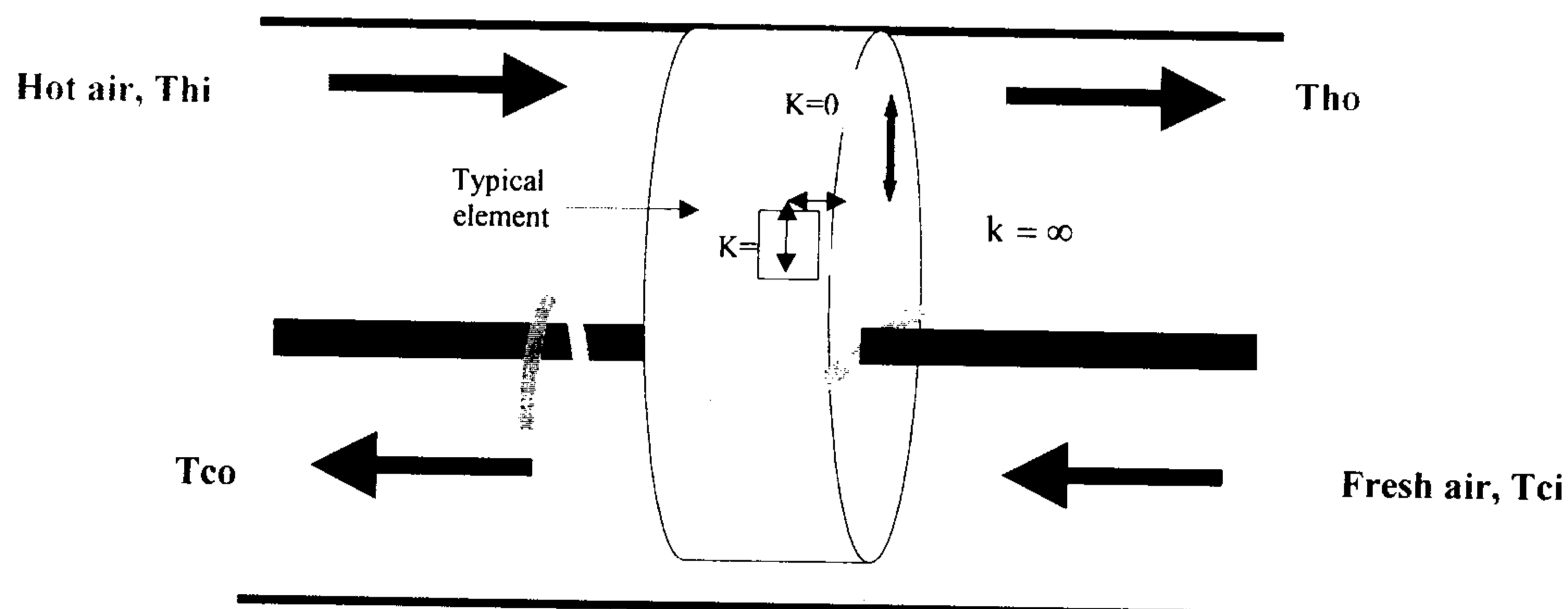
موازنه انرژی (برای ماتریس):

$$\frac{h(T_w - T_g)}{r_h} = -\rho_w C_w \frac{1 - \sigma}{\sigma} \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (12)$$

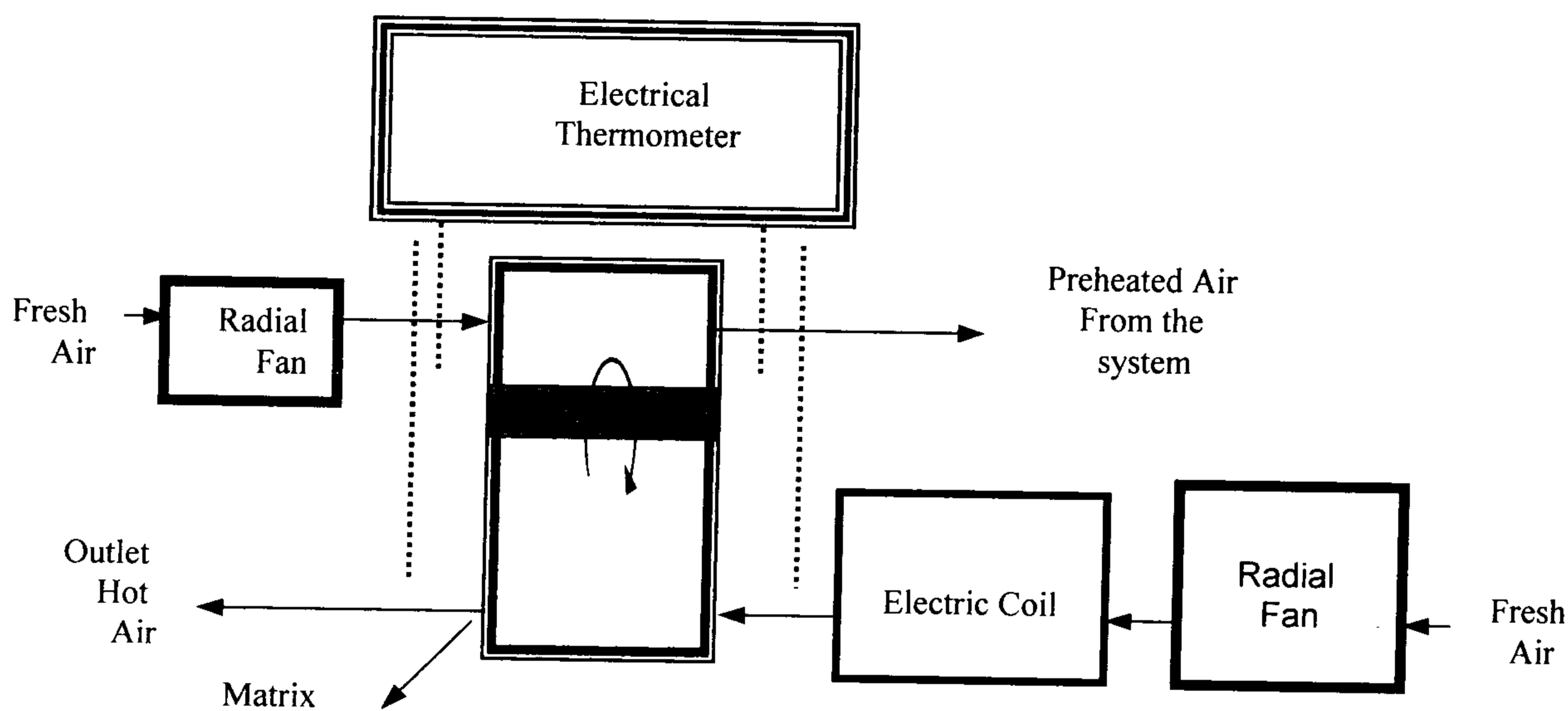
جهت حل همزمان این معادلات از روش حل اختلاف محدود^۸ با تابع تخمین تصحیح^۹ دو مرحله ای استفاده شده است [۴]. شرایط اولیه، مقادیر تمام متغیرها را در تمام نقاط در زمان صفر مشخص می کند. شرایط مرزی به گونه ای است که دما و فشار دو جریان در ورودی ثابت در نظر گرفته می شوند و در مورد بقیه متغیرهای فاز سیال و دمای دیواره ماتریس، در ورودی و خروجی،

دامنه این تغییرات در سیستم اجرا و در حالت پایا، دماهای ورودی و خروجی اندازه گیری شدند و راندمان حرارتی محاسبه گردید. برای بالابردن دقت آزمایشات دو بار تکرار گشتند. نتایج آزمایشات برای ۸ ترکیب طراحی شده در جدول (۲) ارائه شده است:

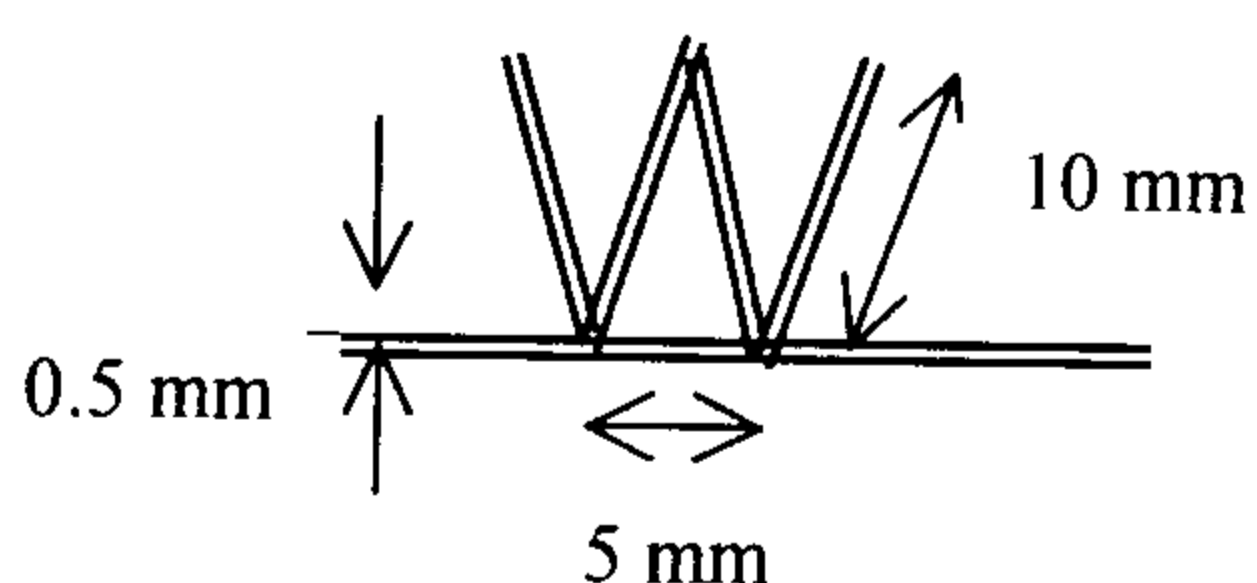
خروجی هوای سرد می باشند. به این سه متغیر در دو سطح تغییرات وارد می شود که طبق روش فاکتوریال 2^3 آزمایش طراحی می گردد [۵]. محدوده متغیرها در جدول (۱) ذکر گردیده است:



شکل ۱: نمای یک ریژنراتور دوار.



شکل ۲: نمایی از سیستم آزمایشگاهی.



شکل ۳: شکل هندسی کانالهای جریان درون ماتریس.

جدول ۱: محدوده متغیرهای طراحی.

متغیرها	سطح یک	سطح دو
A = دور موتور (rpm)	۹/۵	۱۴/۵
B = سرعت هوای گرم (m/s)	۱/۳	۴/۵
C = سرعت هوای سرد (m/s)	۱/۳	۴/۵

جدول ۲: نتایج آزمایشات طراحی شده به روش "2 فاکتوریال".

شماره آزمایش	ترکیب آزمایش	متغیر A	متغیر B	متغیر C	راندمان حرارتی	
					سری (۱)	سری (۲)
۱	(۱)	۹/۵	۱/۳	۱/۳	۰/۶۴	۰/۶۳
۲	a	۱۴/۵	۱/۳	۱/۳	۰/۶۳	۰/۶۲
۳	b	۹/۵	۴/۵	۱/۳	۰/۹۷	۰/۹۸
۴	ab	۱۴/۵	۴/۵	۱/۳	۰/۹۷	۰/۹۶
۵	c	۹/۵	۱/۳	۴/۵	۰/۸۴	۰/۸۳
۶	ac	۱۴/۵	۱/۳	۴/۵	۰/۸۵	۰/۸۲
۷	bc	۹/۵	۴/۵	۴/۵	۰/۵۷	۰/۵۹
۸	abc	۱۴/۵	۴/۵	۴/۵	۰/۶۰۵	۰/۵۹

می باشد و در محدوده بالای سرعت، راندمان تغییر چندانی با تغییرات سرعت دوران ماتریس نمی کند و تقریباً ثابت است.

با توجه به مطالب ذکر شده می توان نتیجه گیری کرد که راندمان حرارتی سیستم آزمایشگاهی تابع پارامترهای بی بعد C^* و Ntu_o می باشد و بدلیل وجود محدوده سرعت دوران بالا در ماتریس پارامتر بی بعد Cr^* که نمایانگر اثر سرعت دوران ماتریس می باشد اثر چندانی بر راندمان حرارتی ندارد.

مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج تحلیلی و عددی

جهت مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج تحلیلی و عددی، لازم است که پارامترهای بی بعد و راندمان تحلیلی را برای ۸ ترکیب مختلف آزمایشها محاسبه کنیم. نتیجه این مقایسه در جدول (۴) ارائه شده است.

با توجه به مقادیر F ملاحظه می شود که متغیرهای B و C و اثر برهم کنش BC در محدوده قابل اطمینان قرار دارند و به عبارت دیگر مؤثر بر افزایش راندمان حرارتی سیستم می باشند. همچنین ملاحظه می شود که متغیر A و اثر برهم کنش AC و AB و ABC در محدوده غیر قابل اطمینان قرار دارند و به عبارت دیگر اثری بر افزایش راندمان حرارتی سیستم ندارند.

همانطور که ذکر گردید، با توجه به نتایج آنالیز واریانس متغیر A و اثر برهم کنش آن با متغیرهای دیگر اثری بر راندمان حرارتی سیستم ندارند که نتیجه ای منطقی می باشد. با توجه به جدول (۱) ملاحظه می شود که سرعت دوران ماتریس در محدوده (۹/۵-۱۴/۵) دور بر دقیقه تغییر می کند و طبق رابطه ϕ_r فقط در محدوده سرعت های پایین (۰-۲) rpm راندمان تابع سرعت دوران ماتریس

جدول ۳: مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج تحلیلی و عددی.

شماره آزمایش	متغیر A	متغیر B	متغیر C	Ntu_o	C^*	Cr^*	راندمان آزمایشگاهی	راندمان تحلیلی	راندمان عددی
۱	۹/۵	۱/۳	۱/۳	۱۳/۳	۰/۹۹	۳۴۹/۰۱	۰/۶۳۵	۰/۹۶	۰/۹۵
۲	۱۴/۵	۱/۳	۱/۳	۱۳/۳	۰/۹۹	۳۹۹/۵	۰/۶۲۵	۰/۹۶	۰/۹۵
۳	۹/۵	۴/۵	۱/۳	۱۶/۷	۰/۲۹	۲۵۹/۷۷	۰/۹۷۵	۰/۹۹۹	۰/۹۹۹
۴	۱۴/۵	۴/۵	۱/۳	۱۶/۷	۰/۲۹	۳۹۶/۵	۰/۹۶۵	۰/۹۹۹	۰/۹۹۹
۵	۹/۵	۱/۳	۴/۵	۴/۸	۰/۲۸	۲۶۱/۷۵	۰/۸۳۵	۰/۹۹	۰/۹۹
۶	۱۴/۵	۱/۳	۴/۵	۴/۸	۰/۲۸	۳۹۹/۵	۰/۸۴	۰/۹۹	۰/۹۹
۷	۹/۵	۴/۵	۴/۵	۶/۴	۰/۹۹	۷۵/۶	۰/۵۸	۰/۸۸	۰/۸۷
۸	۱۴/۵	۴/۵	۴/۵	۶/۴	۰/۹۹	۱۱۵/۴۱	۰/۵۹۷	۰/۸۸	۰/۸۷

بر دو مشکل فوق غلبه می کند و نتایج آزمایشگاهی به نتایج تحلیلی و عددی نزدیک می شوند.

ارائه مدل ریاضی و بهینه سازی متغیرها

منظور از بهینه سازی بدست آوردن بیشترین مقدار تابع راندمان حرارتی سیستم به ازای مقادیر A و B و C می باشد. بدین منظور ابتدا لازم است که با استفاده از نتایج آزمایشگاهی بدست آمده یک مدل ریاضی بصورت تابعی از متغیرها برای سیستم ارائه شود. مدل ریاضی ارائه شده مدل برهم کنشی و درجه یک می باشد. در این مدل راندمان حرارتی سیستم تابع سه متغیر A و B و C و متغیرهای برهمکنشی AB و AC و BC می باشد.

$$\varepsilon = 0.7225 - 0.005A + 0.0275B - 0.045C - 6.77E - 21AB + 0.0025AC - 0.145BC$$

(۱۳)

حال با استفاده از مدل ریاضی ارائه شده، مقادیر بهینه متغیرها بصورت زیر محاسبه می شود:

$$\varepsilon = 0.9639, A = 13.575 \text{rpm},$$

$$B = 4.48 \text{m/s}, C = 1.317 \text{m/s}$$

همانگونه که مشاهده می شود، با تنظیم متغیرهای دستگاه روی مقادیر محاسبه شده می توان به بالاترین راندمان محاسبه شده دست پیدا کرد. لازم به توضیح است که مقدار دور بدست آمده در سیستم های تهویه مطبوع بهینه بوده و در سیستم های نیروگاهی مقدار دور

در نتایج تحلیلی و عددی مشخص شد که با کاهش C^* و افزایش Ntu_o راندمان حرارتی افزایش می یابد، که طبق جدول (۳)، نتایج آزمایشگاهی به همین صورت تغییر می کنند. با توجه به نتایج تحلیلی و عددی جدول (۳) مشاهده می شود که پارامتر بی بعد Cr^* نقشی در تغییر راندمان حرارتی ندارد که بدلیل وجود محدوده سرعت بالای دوران ماتریس است و قبلاً در قسمت نتایج تحلیلی و عددی ذکر گردید که تغییر راندمان حرارتی ریژنراتور برای $Cr^* \geq 5$ کم و قابل صرفنظر کردن است و با توجه به جدول (۳) ملاحظه می شود که مقادیر Cr^* در حد بی نهایت است و نتایج آنالیز واریانس در مورد متغیر A نتایجی منطقی می باشد و طبق نتایج آنالیز واریانس راندمان تابع پارامترهای بی بعد Ntu_o, C^* می باشد.

در آزمایشهای ۱، ۲، ۷ و ۸ شرایط سیستم به شرایط مشابه در هر پریرود بسیار نزدیک است و در اینگونه سیستمها رسیدن به حالت تعادلی و یکنواخت بسیار مشکل است زیرا که در درجه اول به مدت زمان زیادی احتیاج دارد و در درجه دوم وجود هر گونه اتلاف حرارتی در بدنه سیستم رسیدن به حالت تعادلی را به تعویق می اندازد و به دلیل وجود این دو مشکل، در شرایط فوق نمی توان به مقادیر تحلیلی و عددی به خوبی نزدیک شد.

اما، در آزمایشهای ۳، ۴، ۵ و ۶ که شرایط مختلفی در هر جریان^۱ بر سیستم حاکم است، شرائط سیستم به خوبی،

بهینه کمتر از ۵ دور در دقیقه می باشد.

بحث و نتیجه گیری

در این مقاله خلاصه ای از نحوه بهینه سازی عملکرد سیستم یک ریژنراتور دوار آزمایشگاهی ذکر گردید . جهت بهینه سازی این سیستم از روش طراحی آزمایشگاهی فاکتوریال استفاده گردید ، طبق این روش تعداد هشت آزمایش انجام شده تا بتوان به بحث در مورد پارمترهای مؤثر پرداخت . محاسبات آماری با استفاده از نرم افزار PRP-OPT صورت گرفت و از مدل ریاضی بر هم کنشی استفاده گردید . با استفاده از نتایج بدست آمده از جدول آنالیز واریانس مشخص گردید که تنها متغیرهای مؤثر سرعت هوای گرم و سرد ورودی می باشند که با توجه به پارامترهای بی بعد ، Ntu_o, C^* راندمان سیستم آزمایشگاهی را کنترل می کنند . لازم به ذکر است که با استفاده از روابط تحلیلی و محاسبات عددی انجام گرفته ، صحت نتایج تأیید گردید.

فهرست علائم

A: سطح کلی انتقال حرارت (m^2)

C: ظرفیت حرارتی سیالها (m^2)

Cr: کل میزان ظرفیت حرارتی ماتریس (W/K)

Cp, Cv: ظرفیت گرمایی ویژه سیال در فشار و دما ثابت (J/kgK)

Cw: ظرفیت گرمایی ویژه ماتریس (J/kgK)

f: ضریب اصطکاک $\tau_w / (\frac{1}{2} \rho u^2)$

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

Ntu_o : تعداد واحدهای انتقال

P: فشار سیالها (pa)

r_h : شعاع هیدرولیکی (نسبت سطح آزاد جریان به سطح

تر شده) (m)

T: دما (K)

u: سرعت جریانها (m/s)

x,t: مختصات مکان و زمان (m,s)

Z*: مختصات بی بعد شده

σ : تخلخل حجمی ماتریس

ε : راندمان حرارتی

ρ : دانسیته (kg / m^3)

φ_r : فاکتور تأثیر سرعت دوران ماتریس

ψ : فاکتور شکلی برای جریان توسعه یافته

ϕ : فاکتور انتقال حرارت

زیر نویسها

c: سیال سرد

h: سیال گرم

g: سیال گازی

n:mi: سیال می نیمم

max: سیال ماکزیمم

o: مبدل حرارتی با جریان متقاطع

w: دیواره ماتریسی

مراجع

- 1 - Kays, W. M. and London, A. L. (1984). Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.
- 2 - BUYKALACA, O., YILMAZ, T. and ATALAY, B. (2000). "Effect of matrix speed on effectiveness of rotary-type heat exchanger." *ISTP-3*, Turkey.
- 3 - Organ A. J. (1997). "Analysis of the gas turbine rotary regenerator." *Proc Instn Engrs, Part D*, Vol. 211, PP. 97-111.
- 4 - Oosthuizen, P. H. and Carscallen, W. E. (1997). "Compressible fluid flow practice." *Mechanical Engineering Series*, McGraw-Hill.

5 - Leslie Davies, (1993). *Efficiency in Research, Development and Productin : The Statistical Design and Analysis of Chemical Experiments*, Published by The Royal Society of Chemistry.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 - Recuperators
- 2 - Regenerators
- 3 - Matrix
- 4 - Fixed Bed Regenerators
- 5 - Rotary Regenerators
- 6 - Experimental Design
- 7 - Analytical Study
- 8 - Finite Difference Method
- 9 - Two-Step Predictor-Corrector Procedure