

مدل‌سازی سه بعدی انتقال حرارت تشنشی در کوره‌ها با روش منطقه‌ای

پژوهش‌نفت

سال نوزدهم

شماره ۵۹

صفحه ۱۶-۱۰، ۱۳۸۸

اکبر زمانیان*، حمیدرضا خاکدامن، حمیدرضا بختیاری و هادی ابراهیمی

پژوهشگاه صنعت نفت، پژوهشکده گاز

zamaniyana@ripi.ir

تشنش حرارتی را می‌توان پدیده‌ای بر مبنای مفهوم کلاسیک انتقال انرژی با امواج الکترومغناطیسی دانست. توزیع طیف‌وار انرژی ساطع شده و خواص تشنشی گازها را فقط می‌توان بر مبنای اثرات کوانتومی توصیف کرد که در آن فرض می‌شود انرژی را ذرات گسسته یا فوتون‌ها حمل می‌کنند [۱].

انتقال تشنشی به هندسه سیستم، طبیعت سطح، گازها، موقعیت منابع و مصرف کننده‌های انرژی در سیستم بسیار وابسته است.

در این پژوهش، مدلی ریاضی بر مبنای روش ناحیه‌ای، با در نظر گرفتن پارامترهای مؤثر، برای پیش‌بینی راندمان کوره‌های صنعتی توسعه یافته است. اهمیت ویژه این مقاله استفاده از روش سه بعدی ناحیه‌ای با انجام مطالعات جامع در انتقال تشنشی برای کوره‌ها و بویلرهاست [۲].

به علت پیچیده بودن محاسبات نواحی تبادل مستقیم [۳-۵] و حل ماتریس‌های سطوح کلی تبادل [۷ و ۶]، از روش ناحیه‌ای، به ویژه نوع سه بعدی آن، به ندرت استفاده شده است. اگرچه با استفاده از رایانه‌های سریع می‌توان این مشکلات را کاهش داد.

چکیده

کوره‌های صنعتی را می‌توان به عنوان یک بسته سه بعدی در نظر گرفت و در آن‌ها از آنالیز ناحیه‌ای مدل‌سازی انتقال حرارت تشنشی برای یافتن توزیع سه بعدی دما استفاده کرد. در این مقاله نواحی تبادل با انتگراسیون عددی ساده شده در سه بعد سطح-سطح، سطح-گاز و گاز-گاز برای محیط جذب و انتشار تعیین شده و اثرات چند پارامتر مهم در کوره توضیح داده شده است. سپس نتیجه‌گیری شده است که روش ناحیه‌ای برای در نظر گرفتن راندمان حرارتی چند بعدی کوره‌های گازی مناسب است.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت تشنشی، مدل‌سازی کوره، روش ناحیه‌ای، نواحی تبادل، مدل‌سازی عددی

مقدمه

انتقال حرارت تشنشی احتراق سوخت در مشعل‌ها غالب‌ترین ساز و کار انتقال حرارت در کوره‌هاست (در مقایسه با روش‌های انتقال حرارت همرفت و هدایت).

آنالیز ناحیه‌ای (منطقه‌ای)

برای هر دو ناحیه متفاوت است.

مطابق قانون بقای انرژی:

$$\sum_j^{Ng} \overline{s_i g_j} + \sum_j^{Ns} \overline{s_i s_j} = A_i \quad \text{for } i=1,2,\dots,Ns \quad (5)$$

$$\sum_j^{Ng} \overline{g_i s_j} + \sum_j^{Ng} \overline{g_i g_j} = 4\beta_i V_i \quad \text{for } i=1,2,\dots,Ng \quad (6)$$

Ng و Ns به ترتیب تعداد نواحی سطح و حجم هستند. همچنین روابط متقابل بدین صورت خواهند بود:

$$\overline{s_i s_j} = \overline{s_j s_i} \quad (7)$$

$$\overline{s_i g_j} = \overline{g_i s_j} \quad (8)$$

$$\overline{g_i g_j} = \overline{g_j g_i} \quad (9)$$

روابط ضرایب تبادل مستقیم عموماً با انتگرال‌های چهار و شش‌گانه بیان می‌شوند. در کاربردهای با هندسه‌های پیچیده غالباً می‌توان با روش‌های عددی آن‌ها را توصیف کرد. طولانی شدن زمان محاسبات و کاهش غیرقابل کنترل دقت را می‌توان از مشکلات استفاده از انتگرال‌های چندگانه دانست.

ارزیابی ضرایب تبادل مستقیم

محققان زیادی نتایج ارزیابی نواحی تبادل مستقیم را منتشر کرده‌اند که در اینجا به اختصار بررسی می‌شوند. ابتدا هاتل و کوهن^۱ برای فضاهای مستطیلی نمایش ترسیمی را معرفی کردند و ضرایب تبادل مستقیم برای فضاهای استوانه‌ای را به صورت جدول منتشر کردند [۴].

بکر^۲ در ۱۹۷۷ یک روش ساده را برای ارزیابی نواحی تبادل سطح-حجم ارائه کرده است [۱۰]. او در روش خود یک راه حل برای ضرایب تبادل نواحی گاز خاکستری به سطح (برای حجم گازی مستطیلی به یک سطح مجاور)، برحسب توابع ابتدایی و انتگرال‌های یگانه، ارائه داد.

تا کر^۳ داده‌های دقیقتری را ارائه داد که لایه نوری به ضخامت صفر تا ۱۸ را پوشش می‌دهند و روابط تجربی ساده او را می‌توان به شکل توابع نمایی به سادگی در یک

روش ناحیه‌ای را می‌توان برای مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشعی در یک محیط جذب کننده، منتشر کننده و پراکنده به کار گرفت. این روش مبانی ویژه‌ای را برای مدل‌سازی ریاضی محدوده وسیعی از شعله، لوله و کوره فراهم می‌کند؛ همچنین می‌تواند الگوریتم با المان‌های یک بعدی (دیسک‌های گازی با دما و ترکیب متغیر در جهت محوری)، الگوریتم با المان‌های دو بعدی (حلقه‌های گازی با دما و ترکیب متغیر در دو جهت محوری و شعاعی) و در نهایت الگوریتم با المان سه بعدی را فراهم کند [۱]. اطلاعات شدت جریان گرمی، دما، ترکیب جریان و گرمای آزاد شده در هر المان گاز را باید به عنوان ورودی به این المان‌ها مشخص کرد.

در این روش فضای کوره به تعداد محدودی از حجم‌ها و نواحی سطحی هم‌دما تقسیم می‌شود. سپس موازنه انرژی و دیگر معادلات حاکم برای تبادل تشعشعی بین هر دو ناحیه (به صورت زوج-زوج)، با استفاده از نواحی تبادل پیش محاسبه شده، به کار می‌رود. در نهایت برخی از معادلات غیرخطی هم‌زمان را برای یافتن دما، فشار و دیگر پارامترها باید به صورت عددی حل کرد [۴، ۸ و ۹].

ضرایب تبادل مستقیم نواحی

نواحی تبادل مستقیم بین المان‌های دو ناحیه را می‌توان با تبادل فشار کلی بین ناحیه i و ناحیه j به طور مستقیم و بدون پراکندگی و انعکاس تعریف کرد. پارامترهای زیر بدین ترتیب برای نواحی سطح-سطح، سطح-حجم و حجم-حجم تعریف شده‌اند [۹]:

$$\overline{s_i s_j} = \int_{A_i} \int_{A_j} e^{-\beta r} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi r^2} dA_i dA_j \quad (1)$$

$$\overline{s_i g_j} = \int_{A_i} \int_{V_j} e^{-\beta r} \beta_j \frac{\cos \theta_i}{\pi r^2} dA_i dV_j \quad (2)$$

$$\overline{g_i g_j} = \int_{A_i} \int_{V_j} e^{-\beta r} \beta_i \beta_j \frac{1}{\pi r^2} dA_i dV_j \quad (3)$$

که در آن:

$$\beta = \frac{1}{r} \int_{r_i}^{r_j} \beta_r dr \quad (4)$$

β ضریب متوسط اتلاف بین نواحی i و j و مقدار آن

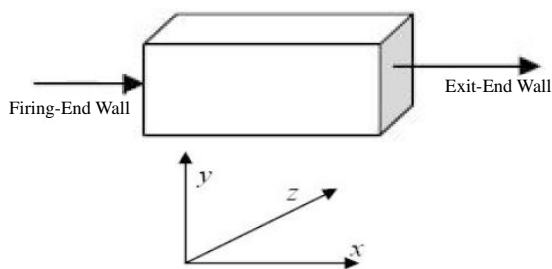
1. Hottel and Cohen
2. Becker
3. Tucker

نتایج و بحث

در این بخش یک کوره ایده آل با لوله‌های موازی به‌طور دلخواه برای آزمایش مدل سه بعدی استفاده شده است (شکل ۱ و جدول ۱).

جدول ۱- مشخصات کوره [۱۹]

۱۲۰۰	دمای دیواره Firing-end (K)
۴۰۰	دمای دیواره Exit-end (K)
۹۰۰	دمای دیگر سطوح (K)
۴	طول کوره (m)
۲	عرض کوره (m)
۲	ارتفاع کوره (m)
۵	منبع حرارتی (kW/m ³)
۰/۵	ضریب جذب گاز (1/m)
۰/۸۵	قابلیت انتشار دیواره Firing-end
۰/۷	قابلیت انتشار دیگر سطوح



شکل ۱- آرایش کوره

شکل ۲ توافق خوب نتایج این پژوهش را با روش حجم محدود و ناحیه قدیمی دو بعدی نشان می‌دهد [۱۹ و ۲۰]. در این کوره منبع حرارتی در تمام نواحی حجمی یکنواخت توزیع شده است. دماهای سطوح ثابت‌اند و قابلیت نشر دیواره‌های حاوی شعله با بقیه متفاوت است. در این پژوهش فرض شده است که در محیط، جذب و نشر بدون پراکندگی رخ می‌دهد.

اثر منبع حرارتی بر تعادل محیط در شکل ۳ آمده است. موقعیت مشعل‌ها و شعله‌ها بر انتقال حرارت تشعشعی بسیار مؤثر است. بنابراین مدل‌های مناسبی برای مدل‌سازی شعله و مقدار انتقال حرارت تشعشعی آن به کار گرفته شده است.

فایل کامپیوتری اجرا کرد [۱۱].

سیکا^۱ به روش تحلیلی انتگرال‌های چندگانه نواحی تبادل مستقیم را کاهش داد که به افزایش قابل توجه در راندمان محاسبات منجر شد [۱۲]. کاهش انتگرال‌های نواحی مستطیلی، برای ارزیابی نواحی تبادل مستقیم، موضوع پژوهش محققانی دیگر نیز بوده است [۱۳ و ۱۴].

افزایش تعداد نواحی استفاده از روشی ساده و مؤثر را برای ارزیابی ضرایب تبادل مستقیم ممکن خواهد کرد. در سال ۱۹۷۵، مودست^۲ دریافت هنگامی که تعداد نواحی به اندازه کافی زیاد باشد، تمام ضرایب تبادل را، به غیر از یکی، می‌توان با ارزیابی انتگرال بین مراکز نواحی و سپس ضرب آن در سطح و یا حجم نواحی به کار رفته محاسبه کرد [۱۵]. او نشان داد که خطای ایجاد شده برای نزدیکترین نواحی را می‌توان با اعمال قانون بقای انرژی خنثی کرد.

در کار حاضر تعداد نواحی در حد متوسط و به گونه‌ای است که، پس از نرمالایز کردن ضرایب تبادل مستقیم و کلی، خطاها چندان قابل توجه نیستند و در محاسبات انتقال حرارت تشعشعی اهمیت زیادی ندارند و می‌توان از آن‌ها صرف‌نظر کرد. پس از مقایسه نتایج حاصل از این روش ساده شده در این مقاله با روش‌های عددی برای انتگرالسیون (Gaussian Quadrature و Simpson)، خطای زیادی دیده نشد اما زمان روش ساده شده بسیار کوتاهتر بود.

موازنه انرژی

برای هر ناحیه از سطح یا حجم، موازنه انرژی به شکل زیر نوشته می‌شود [۱۶، ۱۷ و ۱۸]:

$$Q_{\text{Radiation}} + Q_{\text{Convection}} + Q_{\text{Conduction}} + Q_{\text{Source}} + Q_{\text{Sink}} = Q_{\text{Loss}} \quad (10)$$

که برای نواحی حجمی V_i :

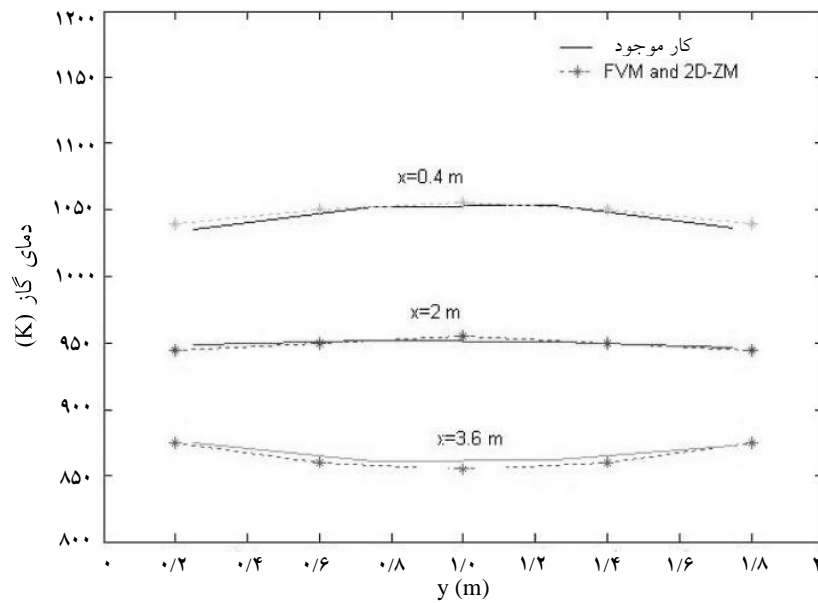
$$Q_{\text{Radiation}} = \sum_j^{Ns} \overline{GiSj} E_{s,j} + \sum_j^{Ng} \overline{GiGj} E_{g,j} - 4\beta_i V_i E_{g,i} \quad (11)$$

و برای نواحی سطحی A_i :

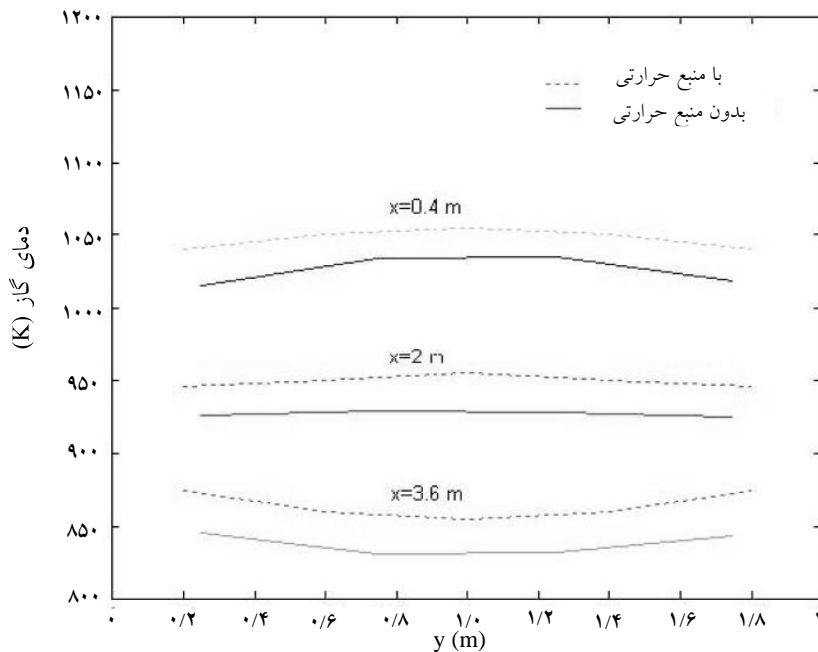
$$Q_{\text{Radiation}} = \sum_j^{Ns} \overline{SiSj} E_{s,j} + \sum_j^{Ng} \overline{SiGj} E_{g,j} - A_i \epsilon_i E_{s,i} \quad (14)$$

1. Sika

2. Modest



شکل ۲- مقایسه نتایج این پژوهش با نتایج مرجع [۱۹]



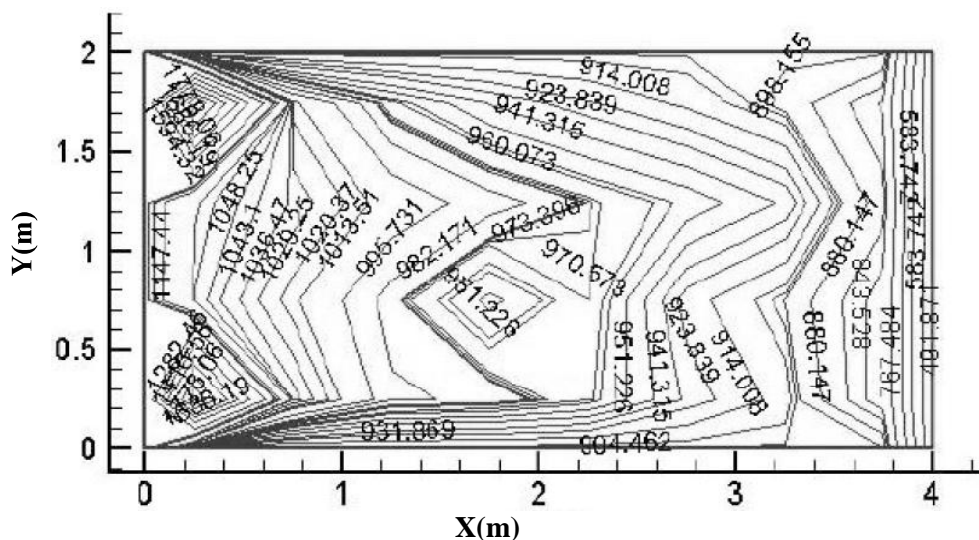
شکل ۳- اثر منبع حرارتی در نواحی حجمی بر توزیع انتقال حرارت

واقعی بزرگ باشند، تعداد زیادی از المان‌ها را باید برای رسیدن به جواب در نظر گرفت.

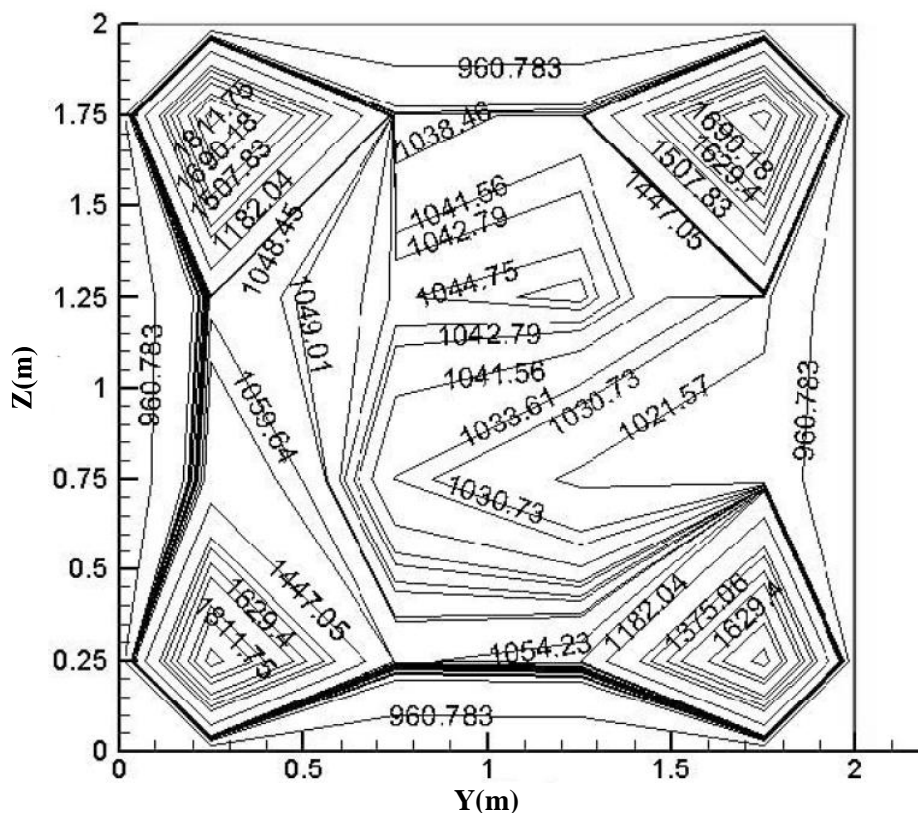
در این پژوهش، سادگی روش ناحیه‌ای با توزیع شعله محقق می‌شود. در واقع هنگامی که موقعیت شعله تغییر می‌کند، فقط طبیعت نواحی تغییر خواهد کرد. بنابراین در نواحی شعله فرض می‌شود که، به علت احتراق سوخت، گرما آزاد می‌شود.

اگر مدل‌های احتراقی به انتقال تشعشعی وصل شوند مدل ترکیبی الگوهای جریان و گرمای آزاد شده را پیش‌بینی خواهند کرد اما این مدل‌ها مانند مدل‌های گسسته قائم (DOM^۱) و روش حجم محدود (FVM^۲) پیچیده‌اند و شامل معادلات دیفرانسیل جزئی هستند که باید با روش‌های گسسته‌سازی (مانند روش‌های اختلاف محدود، المان محدود و حجم محدود) حل شوند. با این وجود یکی از معایب این روش‌ها این است که وقتی ابعاد

1. Discrete Ordinate Method
2. Finite Volume Model



شکل ۴- کانتورهای سطح مقطع دما (کلوین) در $Z=25m$ شبکه‌ها $4 \times 4 \times 8$ و چهار شعله در $X=2m$ با $g=25\%$, $1/78m$, $z=25m$. دمای مرکز مشعل ۱۸۴۱ درجه کلوین است.



شکل ۵- کانتورهای سطح مقطع دما (کلوین) در $X=25m$ شبکه $4 \times 4 \times 8$ و چهار شعله در $x=5\%$ با $g=25\%$, $y=1/75m$, $z=25m$. دمای مرکز شعله ۱۸۴۱ درجه کلوین است.

به عنوان مثال، شکل‌ها توزیع دمای سطح مقطع کوره را با چهار شعله نشان می‌دهند. چهار شعله در جلوی دیواره‌ها و در چهار ناحیه حجمی اول ($x=0/25m$) قرار دارند. دو سری از کانتورهای دما حول دو شعله را در سمت چپ شکل ۴ می‌توان دید. شکل ۵ کانتور دما را برای سطح مقطع $Z-Y$ در $x=0/25m$ نشان می‌دهد. ناهمگونی کانتورها در مرکز فضا، به علت خطا در محاسبات نواحی تبادل، کم است. این شکل‌ها نشان می‌دهند که روش ناحیه‌ای سه بعدی برای در نظر گرفتن پدیده‌های انتقال در کوره، مناسب است.

به عنوان مثال، شکل‌ها توزیع دمای سطح مقطع کوره را با چهار شعله نشان می‌دهند. چهار شعله در جلوی دیواره‌ها و در چهار ناحیه حجمی اول ($x=0/25m$) قرار دارند. دو سری از کانتورهای دما حول دو شعله را در سمت چپ شکل ۴ می‌توان دید. شکل ۵ کانتور دما را برای

نتیجه گیری

از تحلیل ناحیه‌ای برای مطالعه انتقال تشعشعی در کوره‌ها استفاده شد. این روش ساده و بدون در نظر گرفتن شکل معادلات دیفرانسیلی یا انتگرالی است و پدیده‌های سه بعدی را در کوره‌ها تحلیل می‌کند.

یک روش ساده سه بعدی برای محاسبه نواحی تبادل مستقیم به کار رفت. این روش سریع، ساده و غیرانتگرالی است و می‌تواند برای تعداد زیادی از نواحی به کار رود. به علت تعداد زیاد نواحی، زمان محاسبه را می‌توان با رایانه‌های جدید با سرعت بالا کاهش داد.

همچنین توزیع شعله در کوره با روش ناحیه‌ای سه بعدی بررسی شد. نتایج نشان می‌دهند که این روش، ضمن جامع و ساده بودن، برای مطالعه پدیده تشعشعی در کوره‌ها مناسب است.

علائم و نشانه‌ها

A: مساحت نواحی (m^2)
 E_g, E_s : توان انتشار برای گازها و سطوح

$G_i G_j, g_i g_j$: ناحیه تبادل مستقیم و کلی برای حجم i و حجم j (m^2)

$G_i S_j, g_i s_j$: ناحیه تبادل مستقیم و کلی برای حجم i و سطح j (m^2)

$S_i S_j, s_i s_j$: ناحیه تبادل مستقیم و کلی برای سطح i و سطح j (m^2)

N_g : تعداد نواحی حجمی

N_s : تعداد نواحی سطحی

Q: حرارت (J/s)

V: حجم نواحی حجمی (m^3)

x, y, z: مختصات کارتزین

β : ضریب اطفا

θ : زاویه بین جهت r و عمود بر سطح

زیرنویس‌ها:

i, j: شاخص برای دو ناحیه

r: فاصله مستقیم دو ناحیه

منابع

- [1] Mahallawy F. & El-Dinhabic S., *Fundamentals and technology of combustion*, 1st Ed., Elsevier Science Ltd., 2002.
- [2] Rhine J.M. & Tucker R.J., *Modeling of gas-fired furnaces and boilers and other industrial heating processes*, McGraw-Hill, 1991.
- [3] Cohen E.S., *Sc. D. Thesis*, Mass. Inst. Tech., Cambridge, 1955.
- [4] Hottel H.C. & Cohen E.S., "Radiant heat exchange in a gas-filled enclosure: allowance for non uniformity of gas temperature", *AIChE J.*, Vol. 4, pp. 3-14, 1958.
- [5] Hottel H.C. & Sarofim A.F., *Radiative Transfer*, 1st Ed., McGraw-Hill, New York, 1967.
- [6] Noble J., "The zone method: explicit matrix relations for total exchange areas", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 261-269, 1974.

- [7] Naraghi M.H.N. & Chung B.T.F., "A unified matrix formulation for the zone method: a stochastic approach", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 245-251, 1985.
- [8] Siegel R. & Howell J.R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, 3rd Ed., Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1992.
- [9] Modest M.F., *Radiative Heat Transfer*, Mc-Graw Hill Inc., 1993.
- [10] Becker H.B., "A Mathematical solution for a gas-to-surface radiative exchange area for a rectangular parallelepiped enclosure containing a gray gas", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 203-207, 1977.
- [11] Tucker R.J., "Direct exchange areas for calculation radiation transfer in rectangular furnaces", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 707-710, 1986.
- [12] Sika J., "Evaluation of direct exchange areas for a cylindrical enclosure", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1040-1044, 1991.
- [13] Tian W. & Chiu W.K.S., "Calculation of direct exchange areas for non-uniform zones using a reduced integration scheme", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 125, pp. 839-844, 2003.
- [14] Siddal R.G., *Proceeding of the Eight Int. Heat Transfer Conference*, San Francisco, CA, pp. 751-756, 1986.
- [15] Modest M.F., "Radiative equilibrium in a rectangular enclosure bounded by gray walls", *J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer*, Vol. 15, pp. 445-461, 1975.
- [16] Lobo W.E. & Evans J.E., "Heat transfer in radiant section of petroleum heaters", *Trans. A.I., AIChE*, Vol. 35, pp. 743-751, 1939.
- [17] Nogay R., *Better design method for fired heaters*, Hydrocarbon Processing, Nov. 1985.
- [18] Liu M.S., Choi C.K. & Leung C.W., "Startup analysis of oil-fired furnace-the smoothing Monte Carlo model approach", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 449-457, 2001.
- [19] Borjani M.N, Farhat H. & Radhouani M.S., "Analysis of radiative heat transfer in a partitioned idealized furnace", *Numerical Heat Transfer, Part A.*, Vol. 44, pp. 199-218, 2003.
- [20] Menguc M. & Viskanta R., "Radiative transfer in three-dimensional rectangular enclosures containing inhomogeneous, anisotropically scattering media", *J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer*, Vol. 33, pp. 533-549, 1985.
- [21] Carnahan B, Luther HA and Wilkes JO., *Applied numerical methods*, New York: John Wiley, pp. 100-127, 1969.