

بررسی اثر پیش گرمایش هوای ورودی در افزایش راندمان مشعلهای خانگی مورد استفاده در گرمایش ساختمان

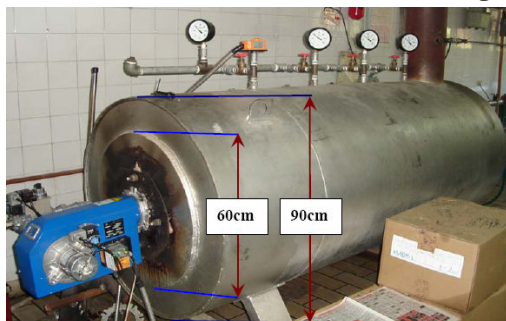
سپهر صنایع^۱، جواد محمودی مهر^۲، سهیلا خوشنویسان^۳^۱دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک-دانشگاه علم و صنعت ایران؛ sepehr@iust.ac.ir^۲دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک-دانشگاه علم و صنعت ایران؛ mahmoudimehr@iust.ac.ir^۳مدیر آزمایشگاه تست مشعل، سازمان پژوهشهای علمی و صنعتی ایران

چکیده

اصلی سیستمهای احتراقی انتقال حرارت از شعله به بار است، و سیستمی کارا تر است که انتقال حرارت به بار در آن به طور موثرتری صورت گیرد. امروزه، استفاده از مدلسازی عددی، به منظور کاهش در زمان طراحی و سایر هزینه‌ها، در بررسی عملکرد تولیدات جدید مشعلهای صنعتی و همچنین کاهش خطرات آزمایشگاهی، به صورت ابزاری ضروری در آمده است [2]. به علت رشد سطح اطلاعات شبیه سازیهای عددی، هدایت از جانب آزمایش دقیق، یک ضرورت است. در این مقاله، شبکه بندی و حل عددی مسئله به کمک نرم افزار فلوئنت صورت گرفته است. به منظور ارزیابی و اعتبار بخشی به نتایج حاصل از حل عددی، در توان ۱۴۰،۷ کیلووات مسئله مورد نظر مورد آزمایش نیز قرار گرفته و به بررسی و مقایسه نتایج حاصل پرداخته شده است. پس از این مقایسه و حصول اطمینان از صحت قابل قبول نتایج عددی، چندین حل به منظور تعیین اثر پیش گرمایش هوای ورودی بر ساختار شعله، انتقال حرارت از آن و کارایی احتراق صورت گرفته است و در نهایت نتایج حاصله مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است.

مطالعه آزمایشگاهی

مسئله حاضر، بویلر آب گرم تغذیه شده به وسیله یک مشعل گاز سوز را شامل می شود. بویلر آب گرم، محفظه ای استوانه ای دو جداره است که در پوسته بیرونی آن آب جریان داشته و بخش داخلی آن، محفظه احتراق را تشکیل می دهد. در شکل (۱) نمای کلی بویلر، قطر محفظه احتراق و قطر خارجی پوسته مشاهده می شود. محفظه احتراق، خود به دو بخش تقسیم می شود. بخش اول قسمتی است که احتراق در آن صورت می گیرد، سپس محصولات احتراق با عبور از لوله هایی به بخش دوم وارد شده و از آنجا به دودکش وارد می شوند. البته این بخش ها به علت وجود پوسته خارجی قابل رویت نیستند.



شکل ۱: نمای کلی بویلر تحت بررسی

محفظه داخلی بویلر آب گرمی که احتراق در آن به وسیله مشعل گازی خانگی صورت می گیرد به دو صورت آزمایشگاهی و عددی مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از این مطالعه، بررسی اثر پیش گرمایش بر ساختار شعله حاصله و افزایش راندمان انتقال حرارت از آن به دیواره های بویلر می باشد. از هوا به عنوان اکسیدکننده و از پروپان به عنوان سوخت استفاده شده است در حل عددی از مدل واکنش تک مرحله ای برای احتراق، از مدل نرخ محدود/اتلاف گردابه ای^۱ برای در نظرگیری تقابلات شیمی و آشفستگی، از k, ϵ استاندارد برای آشفستگی و از مدل P-1 برای تشعشع استفاده شده است. به منظور سنجش اعتبار نتایج حاصل از حل عددی، در توان سوخت ۱۴۰،۷ کیلووات، مسئله به صورت تجربی نیز مورد آزمایش قرار گرفته است و نتایج حاصل از حل عددی با نتایج تجربی مقایسه شده است. در ادامه، با ثابت نگاه داشتن توان ورودی سوخت (برابر با ۱۴۰،۷ کیلووات)، اثر پیش گرم نمودن هوای ورودی به محفظه احتراق بر نرخ انتقال حرارت، کارایی حرارتی، ساختار شعله و کسر تابشی به صورت عددی مورد بررسی قرار می گیرد. مشاهده می شود که در مسئله حاضر، پیش گرمایش اثر قابل توجهی بر سرعت احتراق، طول شعله، انتقال حرارت از شعله و کارایی حرارتی می گذارد.

کلمات کلیدی: مشعل خانگی، راندمان حرارتی، پیش گرمایش، حل عددی، بررسی تجربی

مقدمه

امروزه در حدود نود درصد انرژی مصرفی جهان از احتراق سوختهای فسیلی تهیه می شود [1]. نیاز فزاینده جهان به انرژی، محدود بودن و کاهش سریع منابع سوختهای فسیلی و مشکلات زیست محیطی این سوختها موجب شده است که طراحی وسائل احتراق تمیز با بازده بالا مورد توجه بسیاری از پژوهشگران و طراحان سیستمهای احتراقی قرار گیرد. مشعل به عنوان بخش اصلی سیستمهای احتراق صنعتی، سوخت و اکسید کننده را با نسبتی صحیح، شعله ور می سازد و استفاده از آن به عنوان منبع انرژی در سیستمهای گرمایشی ساختمان رایج است. هدف

^۱ Finite rate/Eddy dissipation

و محیط واسطه در نظر گرفته می شود [3]. در بسیاری از سیستمهای احتراقی استفاده از مدل تشعشعی PI مفید می باشد. مدل تابشی p1 ساده ترین مدل از مدل کلی تر تابشی P-N است که بر اساس بسط شدت تابش به سریهای اورتوگونال هارمونیک کروی می باشد. اگر تنها از چهار ترم در سریها استفاده شود، معادله (۴) برای فلاکس تابشی q_r به دست می آید:

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (4)$$

با تعریف تابع Γ به صورت رابطه (۵):

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (5)$$

رابطه (۴) به صورت رابطه (۶) بازنویسی می شود:

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (6)$$

و معادله انتقال تابش برخوردی به صورت رابطه (۷) در می آید:

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = 0 \quad (7)$$

. با تلفیق معادلات فوق، معادله زیر به دست می آید:

$$-\nabla \cdot q_r = aG - 4a\sigma T^4 \quad (8)$$

که ترم سمت چپ معادله فوق می تواند مستقیماً در معادله انرژی به عنوان چشمه و یا چاه حرارتی تابشی جایگزین شود. ضرایب جذب می توانند ثابت در نظر گرفته شده و یا تابعی از غلظت های محلی بخار آب و دی اکسید کربن باشد. می توان از مدل WSGGM [4] برای محاسبات بر اساس ضریب جذب متغیر استفاده نمود. مدل WSGGM توافقی منطقی بین مدل بسیار ساده گاز خاکستری و مدل کاملی که باندهای جذب مخصوص را به حساب می آورد برقرار کرده است.

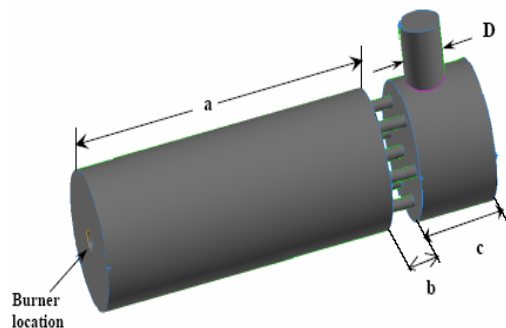
مدلسازی واکنشها به همراه تقابلات شیمی و آشفستگی:

می توان اختلاط و انتقال گونه های شیمیایی را با حل نمودن معادلات بقا برای هر جزء شیمیایی از ترکیب که توصیف کننده دیفیوژن، جابجایی و منابع واکنش می باشد، مدل نمود. برای حل معادلات بقا برای اجزاء شیمیایی، کسر جرمی محلی هر گونه شیمیایی (Y_i) از طریق معادله جابجایی-پخش برای گونه آم حل می شود. معادله بقا شکل کلی رابطه زیر را دارد:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i \quad (9)$$

اکثر سوخت ها سریع می سوزند و نرخ کلی واکنش در آنها با اختلاط آشفته کنترل می شود. در چنین مواردی گفته می شود که احتراق توسط اختلاط محدود می شود و نرخهای جنبشی شیمیایی پیچیده و اغلب نامعلوم، می توانند به طور صحیحی نادیده گرفته شوند. بر اساس تلاشهای مگنوسن و هرتاگر یک مدل برای در نظر گیری تقابلات شیمی و آشفستگی در اختیار است که مدل اتلاف گردابه ای نامیده می شود. نرخ خالص تولید گونه آم، در واکنش آم، توسط عبارت با مقدار کوچکتر از میان دو عبارت زیر به دست می آید:

شکل (۲) به منظور دیدن این بخش ها، با برداشتن پوسته از روی محفظه احتراق، ترسیم شده است. در این شکل، a طول محفظه اول، b طول لوله های رابط بین دو محفظه، c طول محفظه دوم و D قطر دودکش را نشان می دهند. همانطور که قبلاً نیز ذکر شد، شکل (۲) بخش داخلی بویلر است و لایه ای از آب، محفظه اول، دوم و بخش رابط را در برمی گیرد و بدین وسیله موجب خنک کاری آن می شود، و آب گرم شده میتواند در سیستمهای گرمایش ساختمان مورد استفاده قرار گیرد.



شکل ۲: نمای داخلی بویلر با برداشتن پوسته خارجی

معادلات حاکم و مدلسازی عددی

مدلسازی احتراق صنعتی، نوعاً شامل حل جریانات آشفته، انتقال حرارت، انتقال گونه های شیمیایی و واکنشهای شیمیایی می شود و استفاده از روشهای متوسط گیری رینولدز به همراه یک مدل توربولانسی مناسب در آن معمول است. معادلات اضافی، نظیر انتقال تابش، و یا مدلهای احتراقی خاص نیز در صورت لزوم، مورد استفاده قرار می گیرد.

پیوستگی:

معادله پیوستگی در فاز گازی به صورت رابطه (۱) می باشد.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho) + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

ممنتوم:

متوسط رینولدز معادله ممنتوم در فاز گازی توسط رابطه (۲) داده می شود.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \nabla \cdot ((\mu + \mu_t) \nabla \vec{V}) + \vec{F} \quad (2)$$

انرژی:

انتقال حرارت به وسیله معادله بقا انرژی که در رابطه (۳) نشان داده شده محاسبه می شود.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} E) = \nabla \cdot ((K + K_t) \nabla T) + \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{V}) \quad (3)$$

$$- \nabla \cdot (P \vec{V}) + S_r + S_h$$

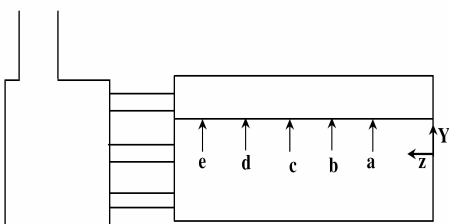
مدلسازی تابش:

در بسیاری از فرایندهای احتراق، نه تنها تابش مکانیزم غالب انتقال انرژی است، بلکه یکی از مشکل ترین مسائل موجود در احتراق است. درستی محاسبات تابشی، به ترکیبی از درستی روش محاسباتی و درستی خواصی است که برای دیواره های احاطه کننده

جدول ۱- بالانس انرژی (بر حسب واحد کیلووات)

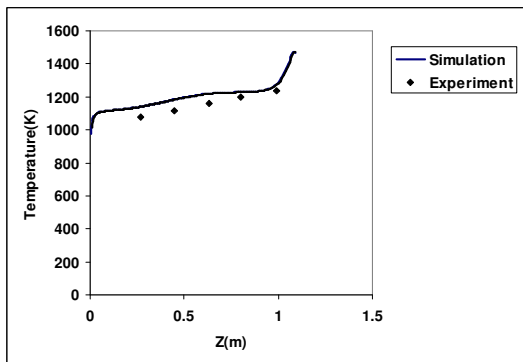
توان سوخت ورودی	+۱۴۰٫۷۳
نرخ انتقال حرارت به دیواره ها	-۹۰٫۱
نرخ اتلاف انرژی محسوس به واسطه خروج گازهای داغ از دودکش	-۴۷٫۶۱
نرخ اتلاف حرارت تابشی از ورودی ها و خروجی	-۰٫۸۶
مجموع نرخ انتقال حرارت به خارج از سیستم	-۱۳۸٫۵۷

مقایسه ای میان مقادیر به دست آمده از حل عددی و مقادیر اندازه گیری شده به صورت تجربی برای دما، کسر مولی CO_2 و کسر مولی O_2 بر خط نشان داده شده در شکل (۴) که بر روی صفحه تقارن قرار دارد صورت گرفته است. اندازه گیری های تجربی در نقاط a, b, c, d, e، صورت گرفته است. این مقایسه به طور کلی در شکلهای (۵) الی (۷) نشان داده شده است.



شکل ۴: نمایش محل نقاط اندازه گیری تجربی

با توجه به شکل (۵) در می یابیم مقادیر پیش بینی شده دما از مقادیر تجربی بالاتر است. در کنار منابع خطای اندازه گیری می توان به دلایل دیگری اشاره نمود. در دمای شعله آدیاباتیک حاصل از سوختن هیدروکربن ها (حدود ۲۰۰۰ کلوین)، مقادیر محسوسی از CO, H_2 در تعادل با H_2O, CO_2 وجود دارند که موجب کاهش گرمای واکنش و دمای شعله آدیاباتیک می شود. بنابراین فرض تک مرحله ای بودن واکنش می تواند منجر به پیش بینی دماهای کمتر از مقدار واقعی شود [6]. با توجه به شکل (۷) مقادیر کسر مولی CO_2 توافق خوبی را با نتیجه تجربی به دست آمده نشان می دهد. البته نتایج تجربی اندکی با نوسان همراه است که این می تواند به علت عدم اختلاط کامل محصولات قبل از ورود به کوره باشد، اما به طور کلی توافق خوبی مشاهده می شود و نشان میدهد فرض پیش اختلاط انجام شده دور از واقعیت نبوده است.



شکل ۵: مقایسه نتایج تجربی و حل عددی دما

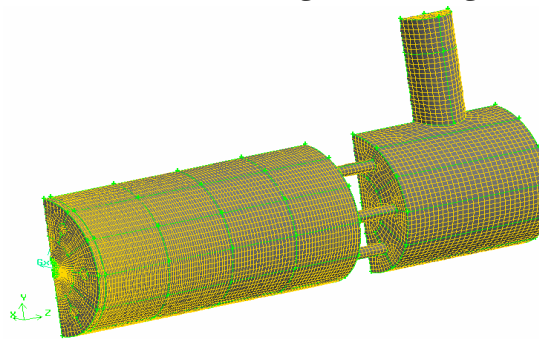
$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min\left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}}\right) \quad (10)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \frac{\sum_p Y_p}{\sum_j v'_{j,r} M_{w,j}} \quad (11)$$

در معادلات فوق، نرخ واکنش شیمیایی توسط مقیاس زمانی اختلاط ادی های بزرگ، $\frac{k}{\epsilon}$ ، کنترل می شود. و هر جا که آشفستگی موجود باشد ($\frac{k}{\epsilon} > 0$) احتراق رخ می دهد. این مطلب معمولاً برای شعله های غیر پیش آمیخته قابل قبول است. اما در شعله های پیش آمیخته، واکنشگرها به محض ورود به محدوده محاسباتی می سوزند. برای غلبه بر این مشکل، مدلی به نام اتلاف گردابه ای/نرخ محدود موجود است که در آن، هم نرخ واکنش آرنیوس و هم نرخهای واکنش اتلاف گردابه ای (معادلات (۱۰) و (۱۱)) محاسبه می شوند و کمترین مقدار آنها به عنوان نرخ واکنشی خالص در نظر گرفته می شود. در واقع، نرخ آرنیوس به صورت یک سوئیچ عمل می کند که مانع به وجود آمدن احتراق قبل از نگهدارنده شعله می شود. وقتی که شعله روشن می شود، نرخ واکنش اتلاف گردابه ای معمولاً کوچکتر از نرخ آرنیوس است و واکنشها توسط اختلاط محدود می شوند.

شبکه بندی مسئله

از آنجا که تقارن را در مسئله شاهد هستیم، به منظور کاهش زمان محاسباتی تنها نیمی از هندسه مسئله ساخته و شبکه بندی می شود. نمای ایزومتریک شبکه بندی در شکل (۳) نشان داده شده است که شامل ۳۴۹۵۷۲ سلول محاسباتی که ترکیبی از سلولهای شش وجهی و گوه ای است، می باشد.



شکل ۳- نمای ایزومتریک شبکه بندی سه بعدی

مقایسه حل عددی و نتایج تجربی در توان ۱۴۰٫۷ کیلووات

یکی از ملاکهای همگرایی، بالانس انرژی در سیستم است [5]. به منظور بالانس انرژی در سیستم، باید مجموع نرخ انرژی های ورودی به سیستم برابر با مجموع نرخ انرژی های خارج شده از سیستم باشد. در این پروژه، نرخ انرژی ورودی به سیستم، توان سوخت و یا ظرفیت حرارتی مشعل می باشد. جدول (۱) بالانس قابل قبول انرژی را نشان می دهد، چراکه مجموع انرژیهای خارج شده از سیستم (۱۳۸٫۵۷ کیلووات) اختلاف چندانی با توان سوخت ورودی (۱۴۰٫۷۳) ندارد.

جدول (۲) ضرایب تاثیر فرضی و دمای هوای پیش گرم شده را نشان می دهد.

جدول ۲- ضرایب تاثیر فرضی و دمای هوای پیش گرم شده

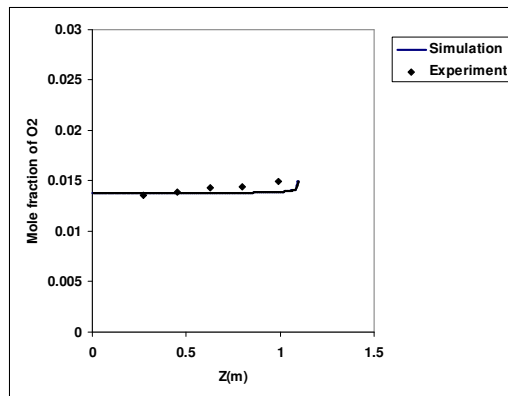
ضریب تاثیر (E)	٪۱۵	٪۳۰	٪۴۵
دمای هوای پیش گرم شده (°K)	۴۰۰	۵۰۰	۶۰۰

نتایج حل عددی در حالات مختلف دمای هوای پیش گرم شده در جدول (۳) مشاهده می شود. همانطور که در این جدول مشاهده می شود، از آنجایی که دمای گازهای ورودی به محفظه احتراق به واسطه پیش گرمایش افزایش یافته، دبی حجمی آن نیز افزایش می یابد و بنابراین به ازای دبی جرمی یکسان از مخلوط سوخت و هوا، سرعت گازها در سوراخهای ورودی سر مشعل افزایش می یابد.

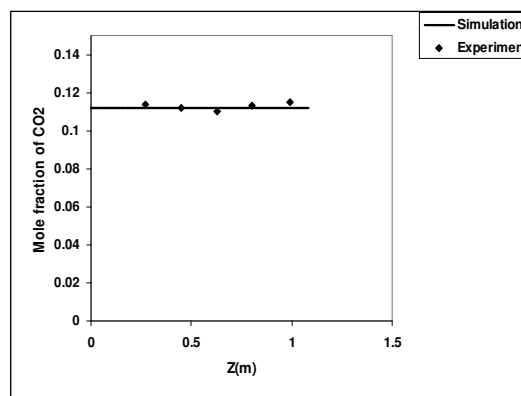
جدول ۳- نتایج حل عددی در دماهای پیش گرمایش متفاوت

توان سوخت (kW)	۱۴۰٫۷	۱۴۰٫۷	۱۴۰٫۷	۱۴۰٫۷
دمای هوای پیش گرم (°K)	۳۰۰	۴۰۰	۵۰۰	۶۰۰
سرعت ورودی از سوراخهای سر مشعل (m/s)	۴۹٫۹	۶۵٫۳۴	۸۱٫۶۷	۹۸
دمای ماکزیمم شعله (کلوین)	۲۰۲۶٫۴	۲۱۷۱٫۹	۲۲۶۰	۲۳۶۲٫۶
درصد کسر تابشی	۴۰٫۲۱	۴۲٫۱۸	۴۳٫۹۴	۴۵٫۴۷
نرخ انتقال حرارت به دیواره ها (kW)	۹۰٫۱	۹۵٫۸۶	۱۰۱٫۳۷	۱۰۷٫۴
درصد کارایی حرارتی	۶۴٫۰۴	۶۸٫۱۳	۷۲٫۰۵	۷۶٫۳۳

کسر تابشی به صورت نسبت انتقال حرارت تابشی به دیواره ها به انتقال حرارت کل آزاد شده بوسیله احتراق یا توان سوخت تعریف می شود. در جدول (۳) مشاهده می شود که با افزایش دمای ورودی، انتقال حرارت به دیواره ها افزایش و در نتیجه آن کارایی حرارتی نیز افزایش یافته است. انرژی تابشی یک شعله را می توان به صورت متوسط پلانک، $q_{rad} \propto a_p V_f T_f^4$ [8] تخمین زد که در آن a_p ضریب جذب متوسط پلانک، V_f حجم شعله و T_f دمای مطلق شعله می باشد. مشاهدات تجربی و عددی نشان داده است که با افزایش دمای هوای پیش گرم، به دلیل افزایش سرعت احتراق، طول شعله و همچنین حجم شعله کاهش یافته است. اثر پیش گرمایش بر نرخ واکنش بر روی خط مرکزی در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل ۶: مقایسه نتایج تجربی و حل عددی کسر مولی اکسیژن



شکل ۷: مقایسه نتایج تجربی و حل عددی کسر مولی دی اکسید کربن

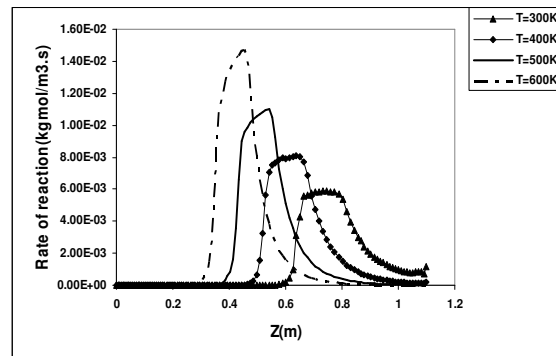
بررسی اثرات پیش گرمایش

در این بخش به بررسی اثرات ناشی از پیش گرمایش هوای مورد نیاز، در حالیکه توان سوخت ورودی و یا به عبارتی دیگر، ظرفیت حرارتی ثابت و برابر با ۱۴۰٫۷ کیلو وات بماند می پردازیم. فرض می نمایم که هوای سرد محیط (۳۰۰کلوین) قبل از ورود به محفظه احتراق توسط گازهای گرم خروجی از دودکش (با دمای ۹۶۳ درجه کلوین) به وسیله مبدلی گرم شود. از آنجایی که ضریب انتقال حرارت کلی مبدل های گرمایی گاز به گاز پایین و در حدود $10 - 40 \left(\frac{W}{m^2 \cdot c} \right)$ می باشد بنابراین رسیدن به ضرایب بالای تاثیر در آنها دشوار است. ضریب تاثیر در مبدلهای جریان مخالف را برای حالتی که سیال سرد سیال کمینه باشد را می توان به صورت زیر تعریف نمود [7].

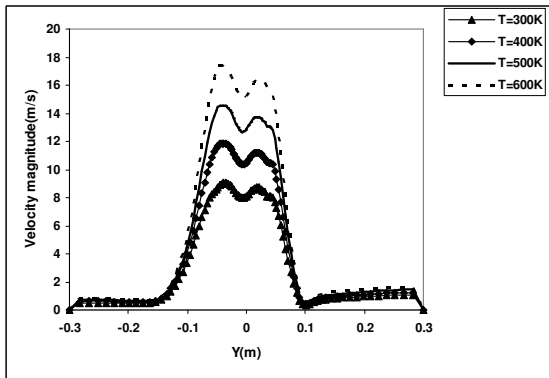
$$\epsilon_h = \frac{(T_{c1} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c2})} \quad (12)$$

که در آن اندیس های ۱ و ۲ به مقطع جریان و اندیس های c و h به ترتیب به سیال سرد و گرم اشاره دارند. که در رابطه فوق $T_{c2} = 300k$, $T_{h1} = 963$ و دمای هوای پیش گرم شده مجهول است $T_{c1} = ?$.

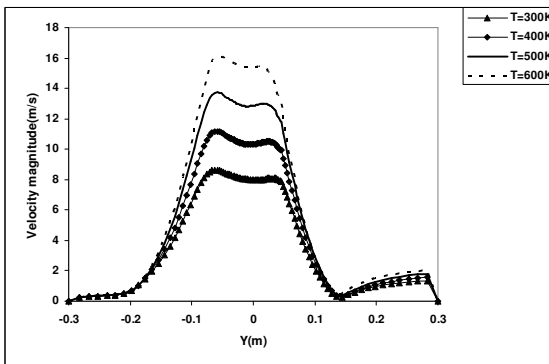
شد در توان سوخت ثابت و در دماهای پیش گرم بالاتر ، به واسطه افزایش دبی حجمی واکنشگرهای ورودی، انتقال حرارت جابجایی و به واسطه افزایش دمای شعله، انتقال حرارت تابشی افزایش می یابد و این دو عامل در نهایت موجب افزایش کارایی حرارتی شده است. همچنین دماهای پیش گرم بالاتر ، به طور محسوسی بر سرعت سوختن تاثیر گذاشته به طوریکه علیرغم افزایش دبی حجمی و سرعت ورودی ، پیشانی شعله به ورودی نزدیکتر شده و طول شعله کوتاه تر می شود.



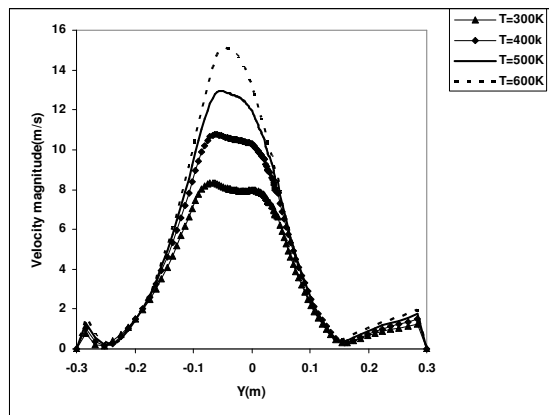
شکل ۸: نمودارهای نرخ واکنش بر خط مرکزی در دماهای پیش گرم متفاوت



الف



ب



ج

شکل ۹: پروفیل های اندازه سرعت در عرض محفظه احتراق برای دماهای

پیش گرم متفاوت (الف) $\frac{Z}{D} = 0.33$ (ب) $\frac{Z}{D} = 0.83$ (ج) $\frac{Z}{D} = 1.25$

با توجه به شکل مشاهده می شود که در دماهای پیش گرم بالاتر ، بر سرعت واکنش افزوده شده و پیشانی شعله به ورودی نزدیک تر می شود (البته دماهای پیش گرم بالاتر می تواند منجر به احتراق واکنشگرها به محض ورود به محفظه احتراق باشد که می تواند خطراتی را از جمله آسیب به مشعل و فروکشیدن شعله به داخل مشعل را به همراه داشته باشد) . اما از طرفی با توجه به جدول (۳) مشاهده می شود که دمای ماکزیمم شعله افزایش می یابد. این دو اثر متضاد (یعنی کاهش حجم شعله و افزایش دمای شعله) در نهایت به علت وابستگی انرژی تابشی به توان چهارم دمای مطلق موجب افزایش نرخ انرژی تابشی از شعله به بار شده است که این نتیجه مربوط به مسئله تحت بررسی بوده و نمی توان آنرا عمومیت بخشید. از طرفی به علت دبی حجمی بیشتر در دماهای پیش گرم بالاتر و در نتیجه سرعت های ورودی بالاتر، انتقال حرارت جابجایی به دیواره ها نیز افزایش یافته است. چگونگی افزایش انتقال حرارت به واسطه افزایش سرعت و دبی حجمی در نمودارهای شکل (۹) نمایان است. این نمودارها در عرض محفظه احتراق ، در فواصل محوری مختلف و برای دماهای پیش گرم متفاوت رسم شده اند. در این شکلها مشاهده می شود که اندازه سرعت محوری در فواصل محوری مختلف برای دماهای پیش گرم بالاتر بیشتر بوده که موجب انتقال حرارت جابجایی بیشتری از محصولات با دمای بالا به دیواره روبرویی می شود. همچنین در مجاورت دیوارهای کناری نیز اندازه سرعت (بدون در نظر گیری علامت آن) مربوط به دماهای پیش گرم بالاتر بیشتر بوده که موجب افزایش انتقال حرارت جابجایی به دیواره های کناری می شود. به طور کلی با افزایش انتقال حرارت جابجایی و تابشی ، انتقال مجموع آنها به دیواره ها و در نتیجه کارایی حرارتی نیز به طور قابل توجهی افزایش یافته است.

نتیجه گیری

توافق قابل قبولی میان نتایج تجربی و حل عددی مشاهده شده است. از جمله عوامل خطا می توان به خطای اندازه گیری، تک مرحله ای در نظر گرفتن واکنش و فرضیات ساده سازی همچون دمای ثابت دیواره های داخلی محفظه احتراق اشاره نمود. همانطور که مشاهده

- [3] FAWZY EL-MAHALLAWY, SAAD EL-DIN HABIK, FUNDAMENTALS AND TECHNOLOGY OF COMBUSTION, ELSEVIER SCIENCE Ltd, 2002
 [4] H.C. Hottel, A.F. Sarofim, Radiation Transfer, McGraw-Hill, New York, 1967.
 [5] Weihong Yang, Wlodzimierz Blasiak. Numerical simulation of properties of LPG flame with high-temperature air, International journal of Thermal Sciences 44(2005)973-985
 [6] J. Ha, Z. Zhu, Computation of turbulent reactive flows in industrial burners, Applied Mathematical Modelling 22(1998) 1059-1070
 [7] J.P. Holman, 1986, Heat Transfer, MC G Hill
 [8] Charles E. Baukal, J. R., Heat Transfer in Industrial Combustion; Boca Raton, CRC press, 2001.

فهرست علائم

عائم انگلیسی

A	مقدار ثابت تجربی
a	ضریب جذب (m^{-1})
a_p	ضریب جذب متوسط پلانک
B	مقدار ثابت تجربی
C	ضریب خطی غیر ایزوتروپیک
E	انرژی کل، (J)
G	شدت تابش برخوردی، (W/m^2)
\vec{J}_i	فلکس دیفیوژن جزء i ام
k	انرژی جنبشی آشفته بر واحد جرم، (j/kg)
K	ضریب هدایت حرارتی، ($W/^\circ K.m$)
K_t	ضریب هدایت آشفته، ($W/^\circ K.m$)
$M_{w,j}$	وزن مولکولی گونه i ام
P	فشار استاتیک، (Pa)
q_r	فلکس تابشی، (W/m^2)
R_i	نرخ خالص تشکیل گونه i ام از واکنش شیمیایی
S_h	چشمه انرژی حاصل از واکنش، (W/m^2)
S_r	چشمه حرارتی تابشی، (W/m^2)
T	دمای مطلق، ($^\circ K$)
\vec{V}	سرعت، (m/s)
Y_i	کسر جرمی محلی گونه شیمیایی i ام
Y_R	کسر جرمی محلی گونه واکنشگر R ام
علائم یونانی	
ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی متلاطم، (W/kg)
Γ	ضریب دیفیوژن
μ	ویسکوزیته دینامیکی، (kg/m.s)
μ_t	ویسکوزیته آشفته، (kg/m.s)
ρ	چگالی، (kg/m^3)
τ	تانسور تنش، ($kg/m.s^2$)
σ	ثابت استفان بولتزمان، ($W/m^2 \cdot K^4$)
σ_s	ضریب پراکنش
$v'_{i,r}$	ضریب استوکیومتری واکنشگر i ام در واکنش r ام
$v''_{j,r}$	ضریب استوکیومتری محصول j ام در واکنش r ام

مراجع

- [1] -J. Warnatz , U. Mass , R.W. Dibble .
 COMBUSTION: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation , Experiments , Pollutant formation.
 [2] Charles, E. Baukal, Jr. Vladimir Y. Gershtein, Xianming Li, Computational Fluid Dynamics In Industrial Combustion; Boca Raton, CRC press, 2000.