

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وزارت تحقیقات و فناوری

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

موضوع پایان نامه

تحلیل اگزورژی یک نیروگاه صنعتی

مدل کردن احتراق در کوره بویلر

عبداله شاطری

استاد راهنما

دکتر محمد حسن کیهانی

تقديم به :

والدينم

همسرم و

دخترم

تشکر و قدردانی

لازم است که تشکر صمیمانه خود را از افرادی که بدون یاری آنها، انجام این پایان نامه ممکن نبود ابراز دارم:

- از همسرم که با فداکاری و بدون گلایه، مشوق من بوده اند و از وقت ایشان برای ادامه تحصیل سود برده ام.
- از اساتید محترم دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود و بخصوص آقای دکتر محمد حسن کیهانی که مستقیماً کار هدایت این پایان نامه را بر عهده داشته اند.
- از مدیریت کارخانه قند شیرین که با موافقت و همکاری، اجازه ادامه تحصیل همراه با کار در کارخانه را برای من فراهم نمودند.

چکیده پروژه :

در فصل اول تا پنجم این پروژه ، یک نیروگاه صنعتی که در آن از سیستم تولید همزمان نیرو و بخار جهت یک فرایند صنعتی استفاده شده است، به روش آنالیز انرژی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. برای واحدهای مختلف نیروگاه مانند بویلر، توربین بخار، شبکه انتقال بخار، شیرهای کاهش فشار و سیستم سرد کن بخار، تراز انرژی محاسبه و محلهای افت انرژی و میزان آن تعیین گردیده، نتایج حاصل با موارد مشابه در منابع مقایسه و درستی محاسبات نشان داده شده است. راندمان انرژی حاصل از محاسبات برای نیروگاه مورد نظر ۲۶/۵٪ حاصل شده است که بزرگترین اتلافات انرژی را، بویلر به مقدار ۶۳٪ و پس از آن توربین به مقدار ۴٪ به خود اختصاص داده اند. همچنین تدابیری برای کاهش اتلافات انرژی طرح و پیشنهاد گردیده که این پیشنهادات به طور تحلیلی مورد ارزیابی قرار گرفته و میزان تاثیر آن بر بهبود راندمان انرژی به طور عددی ارائه شده است. محاسبات توسط برنامه ای کامپیوتری که توسط مولف در نرم افزار صفحه گسترده Excel نوشته شده، انجام گرفته است.

در فصل ششم این پروژه، احتراق در کوره (محفظه احتراق) یک بویلر صنعتی با استفاده از نرم افزار Fluent 6 مدل شده است. مدل سازی احتراق در کوره های صنعتی جهت طراحی، کنترل فرایند و در فهم خود فرایند احتراق دارای اهمیت است. این عمل به دلیل فیزیک پیچیده مشتمل بر مقیاس های زمانی متفاوت (مانند مقیاس های جریان و واکنش شیمیایی) و همچنین ناشی از اثر متقابل بین فرایندهای فیزیکوشیمیایی (نظیر اثرات توربولنس بر واکنش شیمیایی و ...) کار بسیار پیچیده ای است. اغلب کوره های صنعتی نیز به دلیل شکل و ابعاد هندسی خاص خود، تا حدودی بر این مشکل می افزایند .

معادلات متوسط زمانی ناویراستوکس با استفاده از مدل $k-\epsilon$ به عنوان مدل کامل کننده دستگاه معادلات برای پیشگویی میدان جریان توربولنت حل و از تابع بتا در مدل PDF استفاده گردیده است. انتقال حرارت غالب در این کوره تشعشع بوده که برای مدل سازی آن از مدل تشعشعی PI با ضریب جذب متغیر بر مبنای Weighted-Sum-of-Gray-Gases (WSGGM) استفاده شده است .

فهرست

مقدمه	۲
مرور تحقیقات مشابه انجام شده	۳
فصل اول: تعاریف و تئوری محاسبات	۴
۱-۱- تعاریف	۴
۱-۱-۱- اگزرژی	۴
۱-۱-۲- محیط	۴
۱-۱-۳- حالت مرگ (سکون)	۵
۲-۱- اجزاء سازنده اگزرژی	۶
۳-۱- تراز اگزرژی	۷
۱-۳-۱- تراز اگزرژی برای سیستم بسته	۷
۲-۳-۱- تراز اگزرژی برای حجم کنترل	۸
۴-۱- انتقال اگزرژی در ورودی‌ها و خروجی‌ها	۹
۵-۱- اگزرژی شیمیایی	۱۰
۶-۱- اگزرژی شیمیایی استاندارد گازها و مخلوط‌های گازی	۱۱
۷-۱- کوجنراسیون	۱۲
۸-۱- معیارهای ارزیابی اگزژیکی	۱۴
۱-۸-۱- نسبت نابود شدگی و نسبت اتلاف اگزرژی	۱۴
۲-۸-۱- بازدهی اگزرژی	۱۵
فصل دوم: مشخصات نیروگاه صنعتی مورد نظر جهت آنالیز اگزرژی	۲۰
۲- نیروگاه صنعتی مورد نظر جهت آنالیز	۲۰

۲۰.....	۱-۲- آب تغذیه
۲۱.....	۲-۲- بویلر
۲۱.....	۳-۲- توربین
۲۱.....	۴-۲- شیرکاهش فشار
۲۴.....	فصل سوم: تراز اگزورژی نیروگاه
۲۴.....	۳- محاسبات تراز اگزورژی نیروگاه
۲۴.....	۱-۳- محاسبه انتالپی و اگزورژی آب تغذیه
۲۵.....	۲-۳- محاسبه انتالپی و اگزورژی گازهای حاصل از احتراق
۳۴.....	۳-۳- تراز برای اجزاء سازنده سیستم
۳۵.....	۱-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای بویلر
۳۵.....	۲-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای مسیر از بویلر تا توربین
۳۶.....	۳-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای توربین
۳۶.....	۴-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای شیر انبساط از ۳۵ به ۳/۵ بار
۳۷.....	۵-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای شیر انبساط از ۳۵ به ۱۰ بار
۳۷.....	۶-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای سردکن بخار ۳/۵ بار
۳۸.....	۷-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای سردکن بخار ۱۰ بار
۳۸.....	۸-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای تانک آب تغذیه
۳۹.....	۹-۳-۳- تراز اگزورژی و انتالپی برای نیروگاه
۴۰.....	فصل چهارم: تحلیل نتایج حاصل از محاسبات
۴۰.....	۱-۴- جمع‌بندی محاسبات
۴۱.....	۲-۴- راههای افزایش بازدهی اگزورژیکی
۴۴.....	۱-۲-۴- تأثیر کاهش دمای گازهای دودکش

۴۵	۲-۲-۴- تأثیر درصد هوای اضافه
۴۵	۳-۲-۴- تأثیر کاهش مصرف آب خام
۴۵	۴-۲-۴- تأثیر افزایش دمای هوای احتراق
۵۰	فصل پنجم: ارزیابی صحت نتایج حاصل از محاسبات
۵۰	۱-۵- نتایج ارائه شده در سایر منابع
۵۱	۲-۵- مقایسه نتایج حاصله با مقادیر ارائه شده در منابع
۵۳	فصل ششم: مدل کردن احتراق کوره بویلر
۵۳	۶- تئوری محاسبات
۵۳	۱-۶- مقدمه
۵۳	۲-۶- معادلات حاکم
۵۴	۱-۲-۶- انواع روشهای شبیه سازی جریان سیال
۵۴	۱-۱-۲-۶- میانگین گیری زمان
۵۴	۲-۱-۲-۶- روش ورتکس
۵۵	۳-۱-۲-۶- روشهای طیفی
۵۵	۴-۱-۲-۶- شبیه سازی عددی مستقیم
۵۶	۲-۲-۶- معادلات RANS
۵۸	۱-۲-۲-۶- متوسط گیری به روش فاوور
۶۰	۲-۲-۲-۶- معادلات پایایی متوسط گیری شده به روش فاوور
۶۰	۳-۶- مدل های توربولنس
۶۱	۱-۳-۶- مدل های ویسکوزیته ادی
۶۳	۲-۳-۶- مدل تنش رینولدز
۶۴	۴-۶- انتقال حرارت تشعشعی

- ۶۵..... ۱-۴-۶- روش زونال
- ۶۵..... ۲-۴-۶- روش مونته کارلو
- ۶۵..... ۳-۴-۶- روش جهات منقطع
- ۶۵..... ۴-۴-۶- روش انتقال منقطع
- ۶۵..... ۵-۴-۶- روش های هارمونیک کروی
- ۶۶..... ۶-۴-۶- مدل تشعشعی روسلاند
- ۶۶..... ۷-۴-۶- انتخاب یک مدل تشعشعی
- ۶۷..... ۵-۶- مدل سازی احتراق گازی در Fluent
- ۶۹..... ۶-۶- روشهای عددی
- ۶۹..... ۱-۶-۶- حل تکه ای (گسسته) معادلات حاکم
- ۶۹..... ۲-۶-۶- مقایسه گسسته سازی منظم و نامنظم
- ۷۰..... ۷-۶- شکل کلی معادلات حاکم
- ۷۲..... ۸-۶- روشهای چند شبکه ای برای شبکه های بی سازمان
- ۷۳..... ۱-۸-۶- درشت سازی چند شبکه ای
- ۷۴..... ۹-۶- متدولوژی حل برای مسائل احتراق
- ۷۴..... ۱-۹-۶- وابستگی فشار - سرعت
- ۷۵..... ۲-۹-۶- شیوه سعی و خطا برای معادله انرژی
- ۷۷..... ۱۰-۶- توصیف کوره
- ۷۸..... ۱۰-۶- ۱- مشعل
- ۷۹..... ۱۰-۶- ۲- فن هوای احتراق

- ۶-۱۰-۳- موتور الکتریکی فن ۷۹
- ۶-۱۱-۱۱- مدل سازی کوره ۷۹
- ۶-۱۱-۱- شبکه بندی کوره ۷۹
- ۶-۱۱-۲- مدل های مورد استفاده ۸۰
- ۶-۱۱-۳- شرایط مرزی مورد استفاده ۸۰
- ۶-۱۲- نتایج حاصل از مدل ۸۰
- ۶-۱۲-۱- کنتورهای دما ۸۱
- ۶-۱۲-۲- کنتورهای غلظت اجزا گازهای احتراق ۸۱
- ۶-۱۲-۳- ارزیابی صحت مدل ۸۱
- ۶-۱۲-۴- بحث و نتیجه گیری ۸۱
- مراجع و منابع مورد استفاده ۹۸

مقدمه:

با استفاده از هر دو قانون اول و دوم ترمودینامیک می‌توان منابع ضایعات انرژی در یک فرایند صنعتی را آشکار نموده و تدابیری را برای بهبود آن طرح نمود. معمولاً در صنایع تنها، تراز انتالپی (قانون اول ترمودینامیک) بکارگرفته می‌شود. استفاده از این تراز برای یک فرایند، مقدار انرژی حرارتی، مانند بخار مورد نیاز، سطوح حرارتی، ضرایب انتقال حرارت و بازدهی حرارتی فرایند را تعیین می‌نماید. تراز انرژی (قانون دوم ترمودینامیک) تصویر کاملتری از اقتصاد انرژی و همچنین کارایی ترمودینامیکی فرایندها و دستگاهها را جهت بهینه‌سازی در اختیار قرار می‌دهد و ضایعات ترمودینامیکی ناشی از افزایش انتروپی و یا کاهش انرژی در سیستم را آشکار می‌نماید که این افت‌ها در تراز انتالپی مشاهده نمی‌شوند. از اینرو، امروزه آنالیز انرژی جهت بهینه کردن مصرف، تولید و تبدیل انرژی اهمیت و گسترش قابل توجهی یافته است.

در سالهای اخیر استفاده از شبیه سازی عددی فرایندهای احتراق در کوره‌های صنعتی، برای کاهش هزینه‌های عملیاتی، کاهش تخلیه آلودگی به محیط Pollutant Emissions و افزایش بازدهی انرژی شروع شده است. این افزایش شبیه سازی احتراق عمدتاً ناشی از افزایش ابزارهای CFD عرضه شده و سخت افزارهای محاسبه‌ای پر قدرت می‌باشد. طراحی کوره‌های قدیمی بر مبنای استفاده از مدل‌های تجربی است که می‌کوشند توان کلی کوره را با تعدادی پارامتر عمومی ساده فرموله کنند، اما برای توسعه و بهینه کردن و طراحی تجهیزات احتراق و کنترل فرایند، به روشی احتیاج می‌باشد که جزئیات بیشتری را همراه با اصول پایه‌ای در برگیرد، در این روش لازم است که از ابزارهای عددی برای شبیه سازی احتراق استفاده گردد. شبیه سازی عددی و مدل سازی، خود مشکلاتی را به همراه دارند زیرا که فیزیک مسئله در یک پهنای عریض از مقیاس‌ها روی می‌دهد که بوسیله شبکه بندی قابل تفکیک نمی‌باشند و این مسئله، مدل سازی اثرات متقابل بین این فرایندهای فیزیکی شیمیایی احتراق را پیچیده می‌نماید. کوره‌های صنعتی مقیاس بزرگ نیز به علت مقیاس و هندسه‌های متفاوت بر مشکلات می‌افزایند. همچنین محدودیت دسترسی به داده‌های تجربی مربوطه به کوره‌های بزرگ، تایید اعتبار فرضیات مدل سازی را دشوارتر می‌نمایند.

در فصل ششم این پروژه، احتراق در کوره یک بویلر صنعتی گازسوز با استفاده از نرم افزار Fluen6 مدل شده است .

مرور تحقیقات مشابه انجام شده:

تحلیل اگزرژی برای یک نیروگاه صنعتی همزمان به طوریکه بخار خروجی توربین، خود یک محصول هدف و با ارزش بوده و در خط تولید به عنوان انرژی حرارتی مورد استفاده قرار گیرد، یا در کشور انجام نشده و یا لاقط خبر و نتایج آن در منابع قابل جستجو در دسترس نمی باشد. ولی تاکنون چندین پروژه تحلیل اگزرژی برای نیروگاههای بزرگ کشور که در آنها بخار خروجی توربین، نهایتاً در کندانسور نیروگاه میعان یافته و از این طریق بخشی از انرژی به صورت حرارت نهان تبخیر به محیط منتقل شده و تلف می شود، انجام گرفته است. علاوه بر این اختلاف، تحلیل های انجام شده برای نیروگاههای بزرگ، با فشار عملیاتی بسیار بالا (در مقایسه با نیروگاه موردنظر با فشار ۳۶ بار) انجام شده است. { مرجع شماره ۱۸ }. این تفاوت ها کاربرد نتایج حاصل از این تحلیل ها را جهت مقایسه با محاسبات انجام گرفته در این پروژه، کم ارزش نموده است. از اینرو جهت مقایسه و ارزیابی نتایج کار از منابع خارجی که تا حدودی برای شرایط مشابهی محاسبه و ارائه شده اند استفاده شده است {مراجع شماره ۸ و ۱۰}.

فصل اول

۱-۱- تعاریف

۱-۱-۱- اگزرژی (EXERGY):

هرگاه دو سیستم با حالات مختلف به یکدیگر مرتبط شوند فرصتی برای انجام کار مفید بوجود می‌آید. کار می‌تواند تا زمانی که دو سیستم به حالت تعادل برسند مبادله گردد.

اگزرژی عبارت از حداکثر کار مفید قابل حصول از نظر تئوری است وقتی که دو سیستم در حال تبادل اثر به تعادل رسیده و فقط حرارت با محیط مبادله شده باشد. به سخن دیگر، اگزرژی حداقل کار مفید لازم از نظر تئوری است برای آنکه مقداری از ماده موجود در محیط را به یک حالت خاص برساند. اگزرژی در واقع عبارت از مقدار انحراف حالت سیستم از محیط آن سیستم است. بنابراین اگزرژی یک ویژگی متعلق به سیستم و محیط، هر دو می‌باشد ولی هرگاه محیط تعیین گردد، مقداری برحسب کمیت های سیستم می‌تواند اختصاصاً به اگزرژی سیستم تعلق گیرد که بدین ترتیب اگزرژی یک خاصیت گسترده از سیستم (Extensive) خواهد بود.

اگزرژی می‌تواند از بین ورود و دارای بقاء نمی‌باشد. مانند سایر خواص گسترده جرم، انرژی و انتروپی، اگزرژی می‌تواند بین سیستم‌ها انتقال یابد و می‌توان برای آن تراز تنظیم نمود.

۱-۲- محیط (Environment):

هر سیستمی، چه یک جزء در یک سیستم بزرگتر نظیر یک توربین بخار در یک نیروگاه و حتی یک سیستم بزرگتر مانند خود نیروگاه، در درون محیط خود قرار دارد. بین محیط سیستم (Environment) و جهان پیرامون (Surrounding) تفاوت وجود دارد. واژه جهان پیرامون به هر چیزی که به سیستم تعلق ندارد اطلاق می‌شود و واژه محیط به بخشی از پیرامون گفته می‌شود که خواص غیر گسترده (Intensive) هر فاز آن یکنواخت بوده و تغییرات آن در اثر تغییرات فرآیند تحت مطالعه بی اهمیت است. محیط عاری از برگشت ناپذیری در نظر گرفته می‌شود و فرض می‌شود که همه برگشت ناپذیری‌های با اهمیت، یا در داخل سیستم و یا درست در اطراف (مرز) سیستم واقع شده‌اند. یعنی برگشت

ناپذیری‌های داخلی آنهایی هستند که در درون سیستم قرار دارند و برگشت ناپذیری‌های خارجی درست در اطراف (مرز) واقع هستند. مدلهای متفاوتی برای محیط طرح شده است. معمولاً محیط را بعنوان ترکیبی از مواد رایج موجود در اتمسفر زمین، اقیانوسها و کویر که به وفور یافت می‌شوند در نظر می‌گیرند. شکل‌های پایدار مواد همانطور است که در طبیعت موجود هستند و هیچ احتمالی بر انجام کار، ناشی از اثر متقابل فیزیکی یا شیمیایی بین اجزاء محیط وجود ندارد. هر چند خواص غیر گسترده مربوط به محیط بدون تغییر فرض می‌شود ولی خواص گسترده می‌تواند در نتیجه تبادل اثر با سیستم‌های دیگر تغییر نماید. انرژی‌های جنبشی و پتانسیل نسبت به مختصات واقع در محیط سنجیده می‌شوند. همه قسمت‌های محیط نسبت به یکدیگر در حالت Rest (سرعت صفر، ارتفاع صفر) واقع هستند بنابراین هر تغییری فقط در انرژی داخلی آن روی میدهد.

در این پروژه، محیط به عنوان یک سیستم تراکم پذیر ساده، بزرگ در فشار و دمای یکنواخت $T_0 = 25^\circ\text{C}$ $p_0 = 1 \text{ atm}$ در نظر گرفته شده است.

۱-۳- حالت مرگ (مرده) (Dead States):

هنگامیکه فشار، دما، ترکیب، سرعت یا ارتفاع یک سیستم با محیط آن متفاوت باشد تمایلی (پتانسیلی) برای انجام کار وجود دارد. وقتی که حالت سیستم به حالت محیطش نزدیک می‌شود پتانسیل موجود کاهش می‌یابد تا اینکه در حالت Rest، سیستم و محیط به تعادل رسیده و پتانسیل از بین می‌رود. این حالت از سیستم، حالت مرگ نامیده می‌شود. در حالت مرگ، شرایط تعادل مکانیکی، حرارتی و شیمیایی بین سیستم و محیط ارضاء شده است و فشار، دما و پتانسیل شیمیایی سیستم و محیط نظیر به نظیر با هم برابرند. همچنین سرعت و ارتفاع سیستم نسبت به مختصات واقع در محیط صفر است. تحت این شرایط، هیچ احتمالی برای تغییر خودبخودی در سیستم یا محیط نیز اثر متقابل بین آنها وجود ندارد. نوع دیگری از تعادل نیز بین سیستم و محیط قابل تشخیص است که حالت تعادل محدود (نسبی) نامیده می‌شود (Restricted Form of Equilibrium) و در آن فقط شرایط تعادل مکانیکی و حرارتی ارضاء می‌گردد. این حالت سیستم حالت مرگ محدود (نسبی) گفته می‌شود (Restricted Dead State). در حالت مرگ محدود، تصور می‌شود که یک مقدار ثابت از

از ترمودینامیک میدانیم که کار انجام شده بین دو حالت فوق عبارتست از

$$W_c = (U - U_0) + p_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) - T_0 S_{gen} \quad (5-1)$$

که S_{gen} ، انتروپی تولید شده در اثر برگشت ناپذیری‌ها می‌باشد. بنابراین اگزرژی فیزیکی عبارت از حداکثر کارمفید قابل حصول از نظر تئوری است هنگامیکه سیستم از یک حالت ابتدایی با دمای T و فشار P به یک حالت مرگ محدود (نسبی) با دمای T_0 و فشار p_0 برسد.

اگزرژی فیزیکی مخصوص بر مبنای واحد جرم عبارتست از

$$e^{PH} = (u - u_0) + p_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0) \quad (6-1)$$

برای یک گاز ایده‌آل با نسبت حرارت مخصوص ثابت $\kappa = const$ ، پس از استفاده از روابط ترمودینامیکی صادق برای گازهای ایده‌آل، رابطه فوق را به صورت زیر می‌توان نوشت:

$$\frac{e^{PH}}{C_P T_0} = \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left[\ln \frac{P}{P_0} + \frac{T}{T_0} \left(\frac{P_0}{P} - 1 \right) \right] \quad (7-1)$$

برای محدوده وسیعی از کاربردهای عملی بدون واکنش شیمیایی، اختلاط یا جداسازی اجزاء مخلوط، دانستن اگزرژی‌های فیزیکی، جنبشی و شیمیایی در حالت‌های مختلف یک سیستم کافی می‌باشد و تعیین اگزرژی شیمیایی لازم نبوده و برای دو حالت یکسان، از معادله اگزرژی حذف می‌گردند. این موضوع هم برای سیستم و هم برای حجم کنترل، صادق می‌باشد. در چنین حالاتی اطلاع از ترکیب شیمیایی محیط ضروری نبوده و تنها دانستن مقادیر p_0 و T_0 کافی می‌باشد.

۳-۱- تراز اگزرژی (Exergy Balance)

نظیر خواص گسترده جرم، انرژی و انتروپی، می‌توان بالانس (تراز) اگزرژی تنظیم کرد.

۳-۱-۱- تراز اگزرژی برای سیستم بسته:

تراز اگزرژی برای سیستم بسته با ترکیب تراز انرژی و انتروپی حاصل می‌شود.

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \delta Q - W \quad (8-1)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_b} \right) + S_{gen} \quad (9-1)$$

که Q و W به ترتیب معرف انتقال انرژی به صورت کار و حرارت بین سیستم تحت بررسی و پیرامون

آن، T_b نشان دهنده دمای مرزیکه انتقال انرژی توسط حرارت روی میدهد و S_{gen} انتروپی تولید شده در اثر برگشت ناپذیری ها می باشد . چنانچه تراز انتروپی را در T_0 ضرب و از تراز انرژی کسر نموده ، پس از جابجایی خواهیم داشت .

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q - (W - P_0(V_2 - V_1)) - T_0 S_{gen} \quad (10-1)$$

اگر انرژی نابود شده انرژی انتقال یافته (به داخل یا خارج) تغییر انرژی

سمت چپ معادله نشان دهنده تغییر انرژی سیستم می باشد $(E_2 - E_1)$ و اولین جمله سمت راست عبارت از انرژی انتقال یافته از یا به سیستم همراه با انتقال انرژی توسط حرارت می باشد .

$$E_q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q \quad (11-1)$$

جمله دوم در سمت راست انرژی انتقال یافته همراه با انتقال انرژی توسط کار می باشد .

$$E_w = W - p_0(V_2 - V_1) \quad (12-1)$$

و جمله سوم سمت راست مقدار انرژی نابود شده ناشی از برگشت ناپذیری های درون سیستم را محاسبه می کند .

$$E_D = T_0 S_{gen} \quad (13-1)$$

در منابع مختلف نابود شدگی انرژی (Exergy Destruction) با اصطلاحات (Availability Destruction)، برگشت ناپذیری (Irreversibility) و اتلاف کار (Lost Work) نیز نامیده شده‌اند .

معادله تراز انرژی را به صورت نرخ زمانی می توان به صورت زیر نوشت :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt}\right) - \dot{E}_D \quad (14-1)$$

۱-۳-۲- تراز انرژی برای حجم کنترل :

همانند خواص گسترده جرم ، انرژی و آنترپی ، خاصیت انرژی هم می تواند همراه با انتقال ماده به حجم کنترل وارد یا خارج شود بنابراین با افزودن این جمله به معادله فوق، برای حجم کنترل خواهیم داشت :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - (\dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV_{cv}}{dt}) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}_D \quad (15-1)$$

نرخ تغییر انرژی

نرخ انتقال انرژی

نرخ نابودی انرژی

که زیر نویس i معرف ورودی و زیر نویس e معرف خروجی از حجم کنترل می باشد .

در معادله فوق ، جمله $\frac{dE_{cv}}{dt}$ معرف نرخ زمانی تغییر انرژی در حجم کنترل است و $\dot{Q}_j$ نرخ زمانی انتقال حرارت در مرز حجم کنترل، جائیکه دمای لحظه ای آن T_j می باشد بنابراین انرژی منتقل شده همراه با انتقال حرارت عبارتست از

$$\dot{E}_{q,j} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (16-1)$$

همچنین $\dot{W}_{cv}$ عبارت از نرخ زمانی انرژی منتقل شده به صورت کار - غیر از کار جریان - می باشد و انرژی منتقل شده همراه با آن عبارتست از

$$\dot{E}_w = \dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \quad (17-1)$$

که $\frac{dV_{cv}}{dt}$ نرخ تغییر حجمی مربوط به حجم کنترل را نشان می دهد .

جمله $\dot{m}_i e_i$ مقدار نرخ زمانی انتقال انرژی را در ورودی i و جمله $\dot{m}_e e_e$ مقدار نرخ زمانی انتقال انرژی را در خروجی e محاسبه می کند که می توان نرخ انتقال انرژی را در مدخل ورودی و خروجی به صورت $\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i$ و $\dot{E}_e = \dot{m}_e e_e$ نیز خلاصه کرد .
و بالاخره جمله $\dot{E}_D$ معرف نرخ نابود شدن انرژی ناشی از برگشت ناپذیری های درون حجم کنترل می باشد .

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (18-1)$$

در حالت پایدار تغییرات نسبت به زمان صفر خواهند شد بنابراین خواهیم داشت

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}_D = 0 \quad (19-1)$$

۴-۱- انتقال انرژی در ورودی ها و خروجی ها :

اگرژی یک جریان (e) با خواص z, v, s, h و نسبت به حالت مرگ سنجیده می شود که در مقایسه با حالت مرگ محدود که در آن سرعت و ارتفاع صفر است اگرژی های فیزیکی، جنبشی و پتانسیل تعیین گردیده و در هنگام مقایسه بین مرگ نسبی و مرگ کامل اگرژی شیمیایی تعیین می شود بنابراین خواهیم داشت:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{1}{2} v^2 + gz + e^{CH} \quad (20 - 1)$$

که مجموع دو جمله اول سمت راست اگرژی فیزیکی و جملات بعدی عبارت از اگرژی جنبشی، پتانسیل و شیمیایی می باشند برای حالت خاص گاز ایده آل خواهیم داشت

$$\frac{e^{PH}}{C_P T_0} = \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} + \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} \quad (21 - 1)$$

۱-۵- اگرژی شیمیایی:

برای تعیین اگرژی شیمیایی که بدلیل انحراف ترکیب شیمیایی یک سیستم از محیطش موجود است می باید مواد تشکیل دهنده سیستم نسبت به یک مجموعه انتخابی مناسب به عنوان محیط مقایسه و سنجیده شود. برای جلوگیری از احتمال ظهور کار ناشی از اثرات متقابل - فیزیکی یا شیمیایی - بین اجزاء محیط، می باید این مواد در تعادل کامل با یکدیگر باشند. ولی محیط طبیعی ما در حالت تعادل کامل نمی باشد در نتیجه ضروری است که بین واقعیت فیزیکی و ملزومات تئوری ترمودینامیک یک تعادل برقرار کرد. این ملاحظات منجر به ارائه مدل های جایگزین برای تعیین اگرژی شیمیایی گردیده است.

از این رودر منابع، اصطلاحات "محیط مرجع اگرژی" و "محیط ترمودینامیکی" برای مشخص کردن مفهوم ترمودینامیکی محیط از محیط طبیعی بطور فراوان بکار میرود. دو محیط مرجع استاندارد اگرژی برای محاسبات مهندسی پذیرفته شده اند و مدل I و II نامیده شده اند.

مواد مرجع برای مدل I، با فرض تعادل شیمیایی محدود برای اسید نیتریک و نیترات و تعادل ترمودینامیکی نامحدود برای همه اجزاء شیمیایی سازنده اتمسفر، اقیانوسها و قسمتی از لیتوسفر تعیین می شوند. در مدل II، برای هر عنصر شیمیایی، از بین موادی که حاوی

آن عنصر بوده و در طبیعت به وفور یافت می شوند، یک ماده مرجع انتخاب می شود حتی اگر این ماده کاملاً در حالت تعادل پایدار نباشد. یک واقعیت مهم برای این مدل این است که موادی که به طور فراوان در طبیعت یافت می شوند، ارزش اقتصادی کمی دارند. هدف از مدل I، ارضاء شرایط تعادل تئوری ترمودینامیکی است. همچنین ترکیب شیمیایی فاز گاز این مدل، با ترکیب اتمسفر طبیعی با تقریب رضایت بخش سازگار است. اما در مجموع مدل II به ترکیب محیط طبیعی نزدیکتر بوده ولی به طور عموم، ملزومات تعادل را ارضاء نمی کند. جداول (۱-۱) و (۲-۱) مشخصات ترمودینامیکی لازم و جدول (۱-۳) مقادیر اگزرژی شیمیایی بعضی از مواد را برای هر دو مدل ارائه کرده است. این جداول در انتهای این فصل آورده شده اند. در انجام یک محاسبه بایستی از ابتدا تا انتها مقادیر مربوط به فقط یک مدل را بکار برد.

در محاسبات این پروژه از مدل دوم استفاده می شود.

۱-۶ - اگزرژی شیمیایی استاندارد گازها و مخلوط های گازی :

اگزرژی استاندارد شیمیایی یک گاز مانند $k(\bar{e}_k^{CH})$ که در فاز گاز محیط مرجع نیز موجود و دمای آن T_0 و فشار جزئی آن $P_k^e = x_k^e P_0$ باشد (بالانویس e معرف محیط و x_k^e عبارت از جزء مولی گاز k در فاز گاز محیط مرجع است) از رابطه زیر تعیین می شود.

$$\bar{e}_k^{CH} = -\bar{R} T_0 \ln x_k^e \quad (۱ - ۲۲)$$

مثلاً برای گاز CO_2 که جزء مولی آن در مدل II مقدار 0.00033 می باشد پس از جایگذاری در فرمول (۱ - ۲۲) مقدار $\bar{e}_k^{CH} = 19.871 \text{ Mj/kmol}$ بدست خواهد آمد. این محاسبه برای تعدادی از گازهای دیگر انجام شده است و در جدول (۱ - ۳) آورده شده است.

اگزرژی شیمیایی مخلوط چند گاز که همه آنها در فاز محیط مرجع موجود هستند را می توان از رابطه زیر بدست آورد.

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (۱ - ۲۳)$$

که مقدار $\bar{e}_k^{CH}$ را می توان از جدول (۱ - ۳) و یا از رابطه (۱ - ۲۲) بدست آورد.

معادله فوق همچنین برای مخلوط گازهائی که حاوی انواعی که در محیط مرجع موجود نیستند مانند سوخته‌های گازی صادق است ولی بایستی قبلاً $\bar{e}_{fuel}^{CH}$ را بدست آورد.

اگر انرژی استاندارد ماده‌ای که در محیط مرجع موجود نیست (مانند سوخت های گازی) را می‌توان با در نظر گرفتن یک واکنش ایده‌آل از ماده مورد نظر با موادی که انرژی شیمیایی آنها شناخته شده است از رابطه زیر را به دست آورد.

$$\bar{e}^{CH} = -\Delta G + \left\{ \sum_P n \bar{e}^{CH} - \sum_R n \bar{e}^{CH} \right\} \quad (1-24)$$

که ΔG عبارت از تغییر انرژی آزاد گیبس واکنش در دمای T_0 و فشار p_0 ، زیر نویس P برای محصولات واکنش و زیر نویس R برای عوامل واکنش دهنده هستند.

به عنوان مثال برای بدست آوردن انرژی شیمیایی استاندارد آمونیاک خواهیم داشت.



$$\bar{e}_{NH_3}^{CH} = \left[\bar{g}_{NH_3} + \frac{3}{4} \bar{g}_{O_2} - \frac{1}{2} \bar{g}_{N_2} - \frac{3}{2} \bar{g}_{H_2O(L)} \right]_{T_0, p_0} + \frac{1}{2} \bar{e}_{N_2}^{CH} + \frac{1}{2} \bar{e}_{H_2O(L)}^{CH} - \frac{3}{4} \bar{e}_{O_2}^{CH}$$

با استخراج انرژی گیبس از جدول (۱-۱) و انرژی شیمیایی از جدول (۱-۳) یا معادله (۱-۲۲) جایگذاری در معادله فوق مقدار انرژی شیمیایی آمونیاک در مدل I برابر $\bar{e}_{NH_3}^{CH} = 336.650$ مگا ژول بر کیلو مول به دست خواهد آمد.

انرژی شیمیایی برای تعدادی از مواد و سوخت های هیدرو کربنی در مدل I و II محاسبه شده و در جدول (۱-۳) آورده شده است.

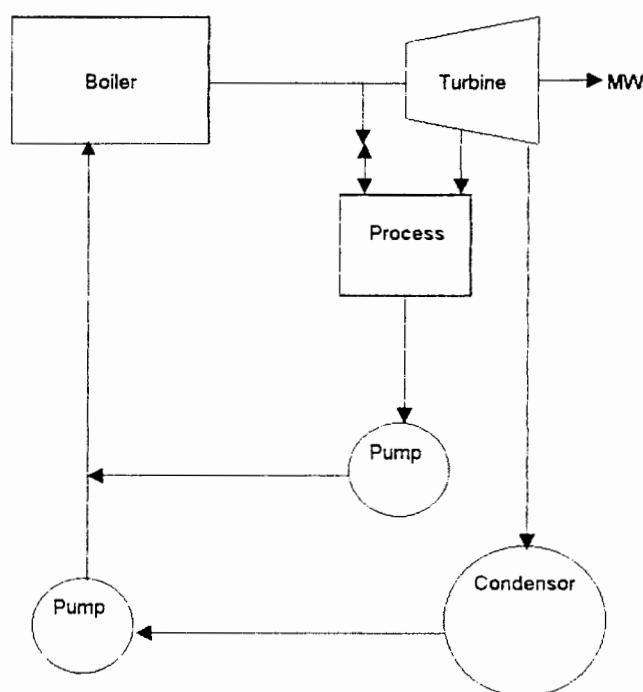
۱-۷- تولید همزمان Cogeneration:

تولید همزمان عبارت از تولید بیش از یک نوع انرژی مفید (مانند توان الکتریکی و گرما) از یک منبع انرژی می باشد. چون معمولاً در فرایندهای صنعتی نیاز به انرژی گرمایی در دمای نسبتاً پایین می باشد، بکارگیری محصولات حاصل از احتراق سوخت که دارای دمای نسبتاً بالائی هستند استفاده مناسبی نمی باشد. این ناکارآمدی را می توان با آرایش تولید همزمان که در آن از سوخت، برای تولید الکتریسیته و بخار (یا گرما برای فرایند) هر دو استفاده می شود رفع کرد. شماتیک ساده و عملی این سیستم در شکل (۱-۱) نشان داده شده است.

صنایعی، مانند فرآوری و تبدیل مواد غذایی، تولید فرآورده های شیمیایی که در فرآیندهای مختلف نیاز به بخار داشته و نیز برای فعالیت ماشین آلات، روشنایی و ... نیاز به الکتریسیته دارند مناسب برای بکارگیری سیستم تولید همزمان هستند.

چنانچه در طی مدت بهره برداری، نیاز به انرژی گرمایی کمتری برای فرآیند باشد، مقدار بخار بیشتری به کندانسور هدایت میشود. اگر تمام بخار این مسیر را طی کند مانند فعالیت یک نیروگاه معمولی خواهد بود. در حالت دیگر وقتی که نیاز زیادی به گرما برای فرآیند باشد، بخار کمتری به کندانسور هدایت شده و پس از تبدیل بخشی از انرژی آن به الکتریسیته در توربین، برای بکارگیری انرژی گرمایی آن در اختیار فرایند قرار می گیرد و اگر این مقدار گرما نیز کافی نباشد، بخشی از بخار با فشار بالا، بدون عبور از توربین، از طریق شیر کاهش فشار (PRV)، تا فشار مناسب تقلیل یافته و همراه با بخش دیگر بخار عبوری از توربین در فرایند مورد استفاده قرار می گیرند.

طبیعتاً انرژی الکتریکی تولید شده در حالت اول بیش از حالت دوم و در حالت دوم بیش از حالت سوم است. درحالیکه انرژی گرمایی عرضه شده به فرایند عکس این ترتیب می باشد.



شکل (۱-۱) شماتیک ساده یک سیستم تولید همزمان

۸-۱- معیارهای ارزیابی انرژی‌گریزی :

در محاسبات از دو واژه نابودشدگی انرژی‌گریزی برای Exergy Destruction و اتلاف انرژی‌گریزی برای Exergy Loss استفاده شده است. مثلاً برای پدیده احتراق در یک محفظه که هوا و سوخت به آن وارد و گازهای احتراق با دمای بالا از آن خارج می‌شود، انرژی‌گریزی گازهای احتراق، از مجموع انرژی‌گریزی سوخت و هوا کمتر است یعنی بخشی از انرژی‌گریزی ورودی گم یا نابود می‌شود این بخش از انرژی‌گریزی را انرژی‌گریزی نابود شده می‌نامیم که با نوشتن تراز انرژی‌گریزی بدست می‌آید. حال اگر گازهای احتراق مثلاً پس از استفاده در یک بویلر و کاهش دمای آن در نهایت با دمای حدود 100°C به محیط تخلیه گردد، انرژی‌گریزی باقیمانده در این گاز هدر رفته و آن را انرژی‌گریزی تلف شده می‌نامیم. آن بخشی از انرژی‌گریزی نیز که در محصول فرایند بازیابی می‌شود انرژی‌گریزی محصول بازیابی شده نامیده می‌شود بنابر این خواهیم داشت

$$\dot{E}_f = \dot{E}_D + \dot{E}_L + \dot{E}_P \quad (1 - 26)$$

که $\dot{E}_f$ معرف انرژی‌گریزی هزینه شده، $\dot{E}_D$ انرژی‌گریزی نابودشده، $\dot{E}_L$ انرژی‌گریزی تلف شده و $\dot{E}_P$ انرژی‌گریزی محصول یا بازیابی شده می‌باشد.

همچنین قبل از انجام محاسبات، لازم است که در ارتباط با بازدهی انرژی‌گریزی Exergetic Efficiency و سایر معیارهای مناسب ارزیابی انرژی‌گریزی در یک سیستم مطالبی ارائه گردد.

۸-۱-۱- نسبت نابود شدگی و نسبت اتلاف انرژی‌گریزی :

مقدار نرخ نابود شدگی انرژی‌گریزی $\dot{E}_D$ و نرخ اتلاف انرژی‌گریزی $\dot{E}_L$ ، نسبت نابود شدگی انرژی‌گریزی y_D و نسبت اتلاف انرژی‌گریزی y_L ، معیارهای ناکارآمدی سیستم می‌باشند. نرخ نابودشدگی انرژی‌گریزی در یک جزء سازنده سیستم (Component) را می‌توان نسبت به نرخ انرژی‌گریزی هزینه شده برای کل سیستم و یا انرژی‌گریزی نابود شده در کل سیستم مقایسه نمود.

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{f \text{ tot}}} \quad y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{D \text{ tot}}} \quad (1 - 27)$$

y_D نشان می‌دهد که در هر جزء سازنده سیستم، چه کسری از انرژی‌گریزی هزینه شده نابود می‌شود و y_D^* مشخص می‌کند که انرژی‌گریزی نابودشده در یک جزء چه بخشی از کل انرژی‌گریزی نابود شده در سیستم را تشکیل می‌دهد.

نسبت اتلاف انرژی‌گریزی که به صورت زیر تعریف می‌شود انرژی‌گریزی تلف شده در هر جزء را نسبت به کل انرژی‌گریزی هزینه شده مقایسه می‌نماید.

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_{f\ tot}} \quad (۲۸ - ۱)$$

۱-۸-۲- باز دهی انرژی :

بازدهی انرژی یک پارامتر برای ارزیابی توانایی ترمودینامیکی یک سیستم می‌باشد. این پارامتر، معیاری واقعی از توانایی یک سیستم انرژی را از دید ترمودینامیکی ارائه می‌نماید. این بازدهی همچنین به نامهای بازدهی قانون دوم، Effectivness و Rational Efficiency نیز نامیده می‌شود.

برای تعیین بازدهی انرژی لازم است سوخت و محصول را به درستی تعیین کرد. محصول، معرف نتیجه مورد نظر تولید شده توسط سیستم است. بنابراین مرتبط با هدف آن سیستم می‌باشد و سوخت، معرف منابع هزینه شده برای تولید محصول (با مفهوم فوق) می‌باشد که ضرورتاً محدود به سوخت حقیقی مانند نفت، گاز و ... نمی‌باشد. هم سوخت و هم محصول به صورت ترمهای انرژی ارائه می‌شوند.

به عنوان مثال برای یک سیستم پایدار خواهیم داشت :

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (۲۹ - ۱)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (۳۰ - ۱)$$

بنا براین بازدهی انرژی نشان دهنده درصدی از انرژی هزینه شده در یک سیستم (سوخت) است که به عنوان محصول انرژی بدست خواهد آمد و اختلاف بین راندمان انرژی بر حسب درصد و عدد ۱۰۰، بیان کننده درصد انرژی از دست رفته به صورت اتلاف و نابودشدگی است.

تعیین سوخت به عنوان جمع همه انرژیهای ورودی و محصول به عنوان جمع همه انرژیهای خروجی ممکن است به نتایج اشتباه منتهی شود.

بازدهی انرژی (ε) نسبت به سایر بازدهیهای تعریف شده بر اساس قانون اول یا دوم ترمودینامیک، شامل بازدهی حرارتی نیروگاه، بازدهی ایزنتروپیک یک توربین یا کمپرسور و بازدهی (کارایی) یک مبدل حرارتی، مفیدتر است زیرا که در بازدهی حرارتی، ارزش ترمودینامیکی حرارت و کار یکسان در نظر گرفته می‌شوند، بازدهی ایزنتروپیک توربین، نیز فرایند حقیقی را با یک فرایند ایزنتروپیک مقایسه می‌کند و در نظر گرفته نمی‌شود که

سیال عامل خروجی از توربین در فرایند واقعی دارای دمای بالاتری بوده و در نتیجه دارای اگزرژی بزرگتری نسبت به فرایند ایزنتروپیک است که می‌تواند در مرحله بعد مورد استفاده قرار گیرد. نقص بازدهی مبدل حرارتی نیز در تعیین اگزرژی هدر رفته از طریق افت فشار سیال عامل می‌باشد.

به عنوان مثالی برای مقایسه قانون اول و دوم، اگر دو موتور حرارتی با راندمان حرارتی مساوی، مثلاً ۳۰ درصد، که هر دو حرارت را به یک منبع سرد با دمای ۳۰۰ درجه کلوین پس میدهند، را در اختیار داشته باشیم و اگر موتور A، حرارت را از یک منبع با دمای ۶۰۰ و موتور B، از منبعی با دمای ۱۰۰۰ درجه کلوین حرارت دریافت نماید، در اینصورت بازدهی قانون دوم موتور معادل ۶۰ درصد و موتور برابر ۴۳ درصد خواهد شد. که در واقع از بازدهی قانون دوم معلوم میشود که در موتور مقدار بیشتری پتانسیل انجام کار هدر میرود که این مورد از طریق بازدهی قانون اول قابل تشخیص نبود.

انتقال اگزرژی می‌تواند از طریق حرارت و کار و نیز همراه با جریان مواد از حجم کنترل صورت گیرد. همچنین اگزرژی توسط برگشت ناپذیری های درون حجم کنترل از بین میرود. برای بهبود بازدهی اگزرژی، بایستی بازگشت ناپذیری در سیستم را کاهش داد، همچنین چنانچه مواد خروجی از حجم کنترل و یا حرارت خروجی از مرز حجم کنترل به محیط تخلیه می‌گردد، کاهش اگزرژی آنها، ضمن بهبود بازدهی اگزرژی باعث بهبود بازدهی حرارتی نیز میگردد.

جدول (۱-۱) خواص ترمودینامیکی مواد در شرایط دمایی و فشار استاندارد

At Tref = 298.15 K (25C), Pref = 1 bar, for pure substances

Substance	Formula	$\bar{C}_p^\circ$	$\bar{h}^\circ$	$\bar{s}^\circ$	$\bar{g}^\circ$
		kJ/kmol K	kJ/kmol	kJ/kmol K	KJ/kmol
Carbon	C(s)	8.53	0	5.740	-1711
Methane	CH ₄ (g)	35.05	-74872	186.251	-130403

Carbon monoxide	CO(g)	28.54	-110528	197.648	-169457
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	35.91	-393521	213.794	-457264
Hydrogen	H ₂ (g)	29.13	0	130.679	-38961
Water	H ₂ O(g)	31.96	-241856	188.824	-298153
Water	H ₂ O(l)	75.79	-285829	69.948	-306685
Hydrogen Sulfide	H ₂ S(g)	33.06	-20501	205.757	-81847
Nitrogen	N ₂ (g)	28.49	0	191.610	-57128
Ammonia	NH ₃ (g)	35.59	-46111	192.451	-103491
Oxygen	O ₂ (g)	28.92	0	205.146	-61164
Sulfur	S(s)	22.77	0	32.058	-9558
Sulfur dioxide	SO ₂ (g)	39.59	-296833	284.094	-370803

جدول (۲-۱) خواص ترمودینامیکی مواد در شرایط دمایی و فشار بالاتر از مقادیر استاندارد

For $298.15 < T \leq T_{\max}$, $P_{\text{ref}} = 1 \text{ bar}$, $y = 10^{-3} \cdot T$, for pure substances

Substance	Formula	H ⁺	S ⁺	a	b	c	d
		kJ/kmol	kJ/kmol K				
Carbon	C(s)	-2.101	-6.540	0.109	38.940	-0.146	-17.385
Methane	CH ₄ (g)	-81.242	96.731	11.933	77.647	0.142	-18.414
Carbon monoxide	CO(g)	-120.809	18.937	30.962	2.439	-0.280	0.000
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	-413.886	-87.078	51.128	4.368	-1.469	0.000
Hydrogen	H ₂ (g)	-7.823	-22.966	26.882	3.586	0.105	0.000
Water	H ₂ O(g)	-253.871	-11.750	34.376	7.841	-0.423	0.000
Water	H ₂ O(l)	-289.932	-67.147	20.355	109.198	2.033	0.000
Hydrogen Sulfide	H ₂ S(g)	-32.887	1.142	34.911	10.686	-0.448	0.000
Nitrogen	N ₂ (g)	-9.982	16.203	30.418	2.544	-0.238	0.000
Ammonia	NH ₃ (g)	-60.244	-29.402	37.321	18.661	-0.649	0.000
Oxygen	O ₂ (g)	-9.589	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017
Sulfur	S(s)	-5.242	-59.014	14.795	24.075	0.071	0.000
Sulfur dioxide	SO ₂ (g)	-315.422	-43.725	49.936	4.766	-1.046	0.000

توضیحات جداول (۱ - ۱) و (۲ - ۱)

$$\bar{C}_p^\circ = a + by + dy^{-2} + dy^2 \quad (۱)$$

$$\bar{h}^\circ = 10^3 [H^\circ + ay + b/2 y^2 - cy^{-1} + b/3 y^3] \quad (۲)$$

$$\bar{s}^\circ = S^\circ + a \ln T + by - c/2 y^{-2} + d/2 y^2 \quad (۳)$$

$$g^\circ = \bar{h}^\circ - T \bar{s}^\circ \quad (۴)$$

ثابت‌های H° , S° , b , c , d در معادلات فوق در جدول شماره (۲-۱) داده شده‌اند. بیشترین دمایی که فرمولهای فوق قابل استفاده می باشند، دمای ماکزیمم، T_{max} ، برای کربن $C(s)$ ۱۱۰۰ K است. برای گوگرد $S(s)$ ۳۶۸ K، برای آب $H_2O(l)$ ۵۰۰ K، برای متان $CH_4(g)$ ، دی اکسید گوگرد $SO_2(g)$ و سولفید هیدروژن $H_2S(g)$ ۲۰۰۰ K و برای $NH_3(g)$ ۱۵۰۰ K و برای سایر مواد ۳۰۰ K می‌باشد. برای تعیین مقدار انتروپی مطلق در حالت هائیکه فشار P فشاری به جز یک بار باشد $(P_{ref} = 1bar)$ از معادله فوق استفاده می شود. این روش در صورتیکه برای انتروپی مطلق، از داده‌های منابع دیگری استفاده نمائیم نیز صادق است.

توضیح: چون حالت مرجع مورد استفاده در جداول بخار با جداول بالا متفاوت است بایستی در هنگام استفاده از جداول آب و بخار همراه با جداول فوق، دقت نموده. هر چند که حالت مرجع‌ها متفاوت است ولی تغییر در مقدار انتالپی و انتروپی بایستی در هر دو حالت یکسان باشد بنابراین خواهیم داشت

$$h(T,P) - h(25C^\circ, 1 bar) = h^*(T,P) - h^*(25C^\circ, 1 bar) \quad (۵)$$

$$s(T,P) - s(25C^\circ, 1 bar) = s^*(T,P) - s^*(25C^\circ, 1 bar) \quad (۶)$$

که مثلاً جملات سمت چپ معادله از جداول فوق و سمت راست معادله از جداول آب و بخار بدست آمده است. برای آب مایع در $25^\circ C$ از جداول فوق داریم

$$h = -15866.2 \text{ kJ/kg}, \quad s = 3.88276 \text{ kJ/kg.k}$$

همچنین از جداول آب و بخار خواهیم داشت.

$$h^* = 104.85 \text{ kJ/kg}, \quad s^* = 0.3670 \text{ kJ/kg}$$

و پس از جایگذاری در معادلات (۵) و (۶)

$$h(T,P) = h^*(T,P) - 15971 \text{ kJ/kg} \quad (7a)$$

$$s(T,P) = s^*(T,P) - 3.51576 \text{ kJ/kg} \quad (8a)$$

و بر مبنای مولی خواهیم داشت

$$\bar{h}(T,P) = \bar{h}^*(T,P) - 287718 \text{ kJ/k mol} \quad (7b)$$

$$\bar{s}(T,P) = \bar{s}^*(T,P) + 63.3365 \text{ kJ/k mol.k} \quad (8b)$$

با معادلات فوق می توان جداول بالا و جداول آب و بخار را بهم تبدیل نمود.

جدول (۳-۱) اگزرژی شیمیایی مولی استاندارد kJ/kmol

Substance	Formula	Model 1	Model 2	Substance	Formula	Model 1	Model 2
Carbon	C(s)	404589	410260	Carbon dioxide	CO ₂ (g)	14176	19870
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	0	1265800	Hydrogen	H(g)	320822	331300
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	0	1361100	Hydrogen	H ₂ (g)	235249	236100
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	1348328	1363900	Water	H ₂ O(g)	8636	9500
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	1342086	1375700	Water	H ₂ O(l)	45	900
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	1482033	1495840	Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	133587	0
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	0	2003900	Hydrogen Sulfide	H ₂ S	799890	812000
Propane	C ₃ H ₈ (g)	0	2154000	Nitrogen	N(g)	453821	0
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	0	2805800	Nitrogen	N ₂ (g)	639	720
n-Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	0	3463300	Ammonia	NH ₃ (g)	336684	337900
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	0	3303600	Nitrogen monoxide	NO(g)	88851	88900
Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	0	5413100	Nitrogen dioxide	NO ₂ (g)	55565	55600
Methanol	CH ₃ OH(g)	715069	722300	Oxygen	O(g)	231968	233700
Methanol	CH ₃ OH(l)	710747	718000	Oxygen	O ₂ (g)	3951	3970
Methane	CH ₄ (g)	824348	831650	Sulfur	S(s)	598158	609600
Carbon monoxide	CO(g)	269412	275100	Sulfur dioxide	SO ₂ (g)	301939	313400

جداول فوق از مرجع شماره ۳ و ۶ برداشت شده است.

فصل دوم

(۲) نیروگاه صنعتی مورد نظر جهت آنالیز :

نیروگاه مورد نظر از سیستم تولید همزمان جهت تولید توان الکتریکی و بخار با سوخت گاز شهری استفاده می نماید . این نیروگاه دارای چهار واحد بویلر و چهار دستگاه توربین با مشخصات جداول (۱ - ۲) و (۲ - ۲) می باشد. شماتیک ساده این نیروگاه در شکل (۱ - ۲) ارائه شده است. به علت تشابه واحدها، تنها یک واحد بویلر همراه با یک دستگاه توربین برای آنالیز اگزرژی انتخاب شده است و به سادگی قابل تعمیم به کل نیروگاه می باشد. شماتیک واحد انتخاب شده که مبنای محاسبات قرار گرفته است در شکل (۲ - ۲) آورده شده است. در این شماتیک، مواد در حال جریان شماره گذاری گردیده و مقادیر جریانه‌ها، دما و فشارهای آنها که در محاسبه لازم می باشند به شرح زیر می باشند .

جدول (۱-۲) مشخصات بویلرها

ردیف	کشور سازنده	ظرفیت t/h		فشار عملیاتی ata	دمای بخار °C	نوع سوخت	پیش گرمکن هوا	تعداد مشعل
		بیشینه	معمولی					
1	لهستان	32	25	37	450	گاز شهری	دارد	4
2	لهستان	32	25	37	450	گاز شهری	دارد	4
3	لهستان	32	25	37	450	گاز شهری	دارد	4
4	هلند	64	40	37	450	گاز شهری	ندارد	1

جدول (۲-۲) مشخصات توربین ها

ردیف	کشور سازنده	توان		ولتاژ خروجی V	Cos(phi)	دور rpm	کندانسور	فشار بخار ata		
		kVA	kW					ورودی	خروجی	کندانسور
1	لهستان	2500	2000	6300	0.8	3000	ندارد	35	3.5	—
2	لهستان	2500	2000	6300	0.8	3000	ندارد	35	3.5	—
3	لهستان	2500	2000	6300	0.8	3000	ندارد	35	3.5	—
4	چک	5710	4000	6300	0.7	3000	دارد	35	3.5	0.4

۲-۱- آب تغذیه : این آب عمدتاً از برگشت آبهای تقطیر از فرایند و در صورت کمبود، درصدی آب خام به عنوان آب جبرانی (Makeup) می باشد. دو نوع آب تقطیر قابل مصرف

در بویلر، با کیفیت دما و فشار متفاوت در فرایند تولید می‌شود که با شماره ۱ و ۲ نامگذاری شده است. ابتدا آب تقطیر ۱ به طور کامل مورد استفاده قرار می‌گیرد کمبود آن توسط آب تقطیر ۲ که دارای کیفیت کمتری است تأمین می‌گردد و اگر باز هم نیاز به آب باشد آب خام پس از تصفیه رزینی مورد استفاده قرار می‌گیرد. مشخصات آبهای مورد استفاده در جدول (۲ - ۳) آورده شده است.

۲-۲- بویلر: آب تغذیه توسط پمپ وارد اکونومایزر بویلر و سپس وارد درام بالا می‌گردد. جهت اکونومایزر از دو دستگاه مبدل حرارتی با سطح مجموع ۲۷۵ مترمربع استفاده می‌گردد و آب ضمن عبور از اکونومایزر و تبادل با گازهای احتراق، گرم می‌شود. افت فشار آب در اکونومایزر حدود ۱/۵ اتمسفر است. مشخصات آب و گازهای احتراق در جدول (۲ - ۳) ذکر شده است.

هوا قبل از احتراق توسط دو دستگاه مبدل حرارتی تعبیه شده در مسیر گازهای خروجی تا دمای حدود 200°C گرم می‌شود و سپس وارد محفظه احتراق می‌گردد. سطح حرارتی مجموع مبدل‌ها ۹۶۳ متر مربع است مشخصات هوا و نیز گازهای احتراق در جدول (۲-۳) ثبت شده است.

در سوپرهیتر بخار اشباع خروجی از درام بالاتر دمای 450°C گرم می‌شود. سوپرهیتر دارای سطح حرارتی ۳۴۲ مترمربع می‌باشد. افت فشار بخار در لوله‌ها حدود ۲ اتمسفر است مشخصات بخار و گازهای احتراق در جدول (۲ - ۳) آورده شده است.

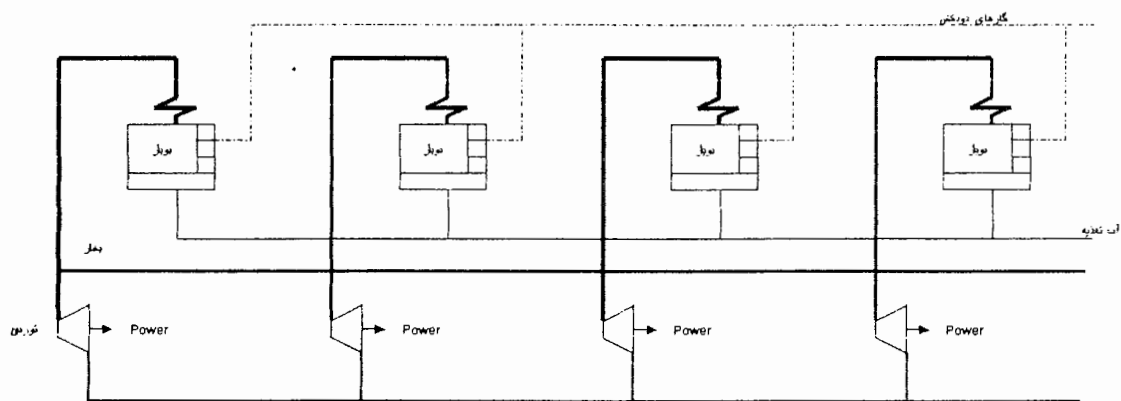
۲-۳- توربین: بخار با فشار مطلق ۳۷ اتمسفر و دمای حدود 450°C از سوپرهیتر خارج گردیده و با عبور از توربین و تولید حدود ۲ MW انرژی الکتریکی تا فشار مطلق ۳/۵ اتمسفر کاهش می‌یابد بخار خروجی توربین سوپرهیت بوده و دارای دمای حدود 240°C می‌باشد و قبل از استفاده در فرایند توسط تزریق آب تقطیر به آن درخنک کن بخار Steam Cooler تا دمای حدود 143°C خنک می‌گردد.

۲-۴- شیر کاهش فشار: جهت پاسخ به نوسانات بخار و انرژی الکتریکی مورد نیاز، بدلیل تغییر در شرایط فرایند، فشار بخشی از بخار خروجی بویلر می‌تواند از طریق یک شیر تا

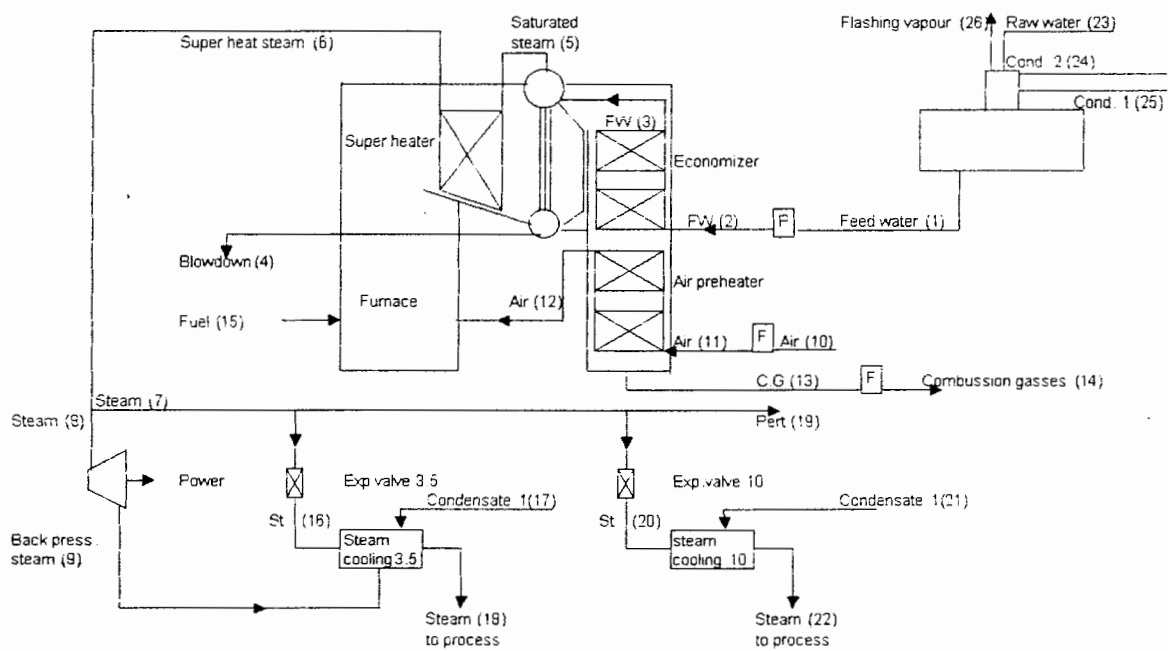
فشار ۳/۵ اتمسفر کاهش یافته و وارد خنک کن بخار شود و در خنک کن بخار توسط تزریق آب تقطیر چنانکه ذکر شد تا چند درجه بالاتر از دمای اشباع خنک می‌گردد.

جدول (۳-۲) مواد در جریان و مشخصات آنها بر اساس شماره گذاری شکل (۲-۲)

ردیف	ماده	سیال در جریان	جرم مولکولی M(g/mol)	جرم حجمی d(kg/m ³)	دبی F (t/h,m ³ /h)	دبی m'(kg/s)	دما T (C)	فشار P (ata)
1	water(l)	Feed water	18.02		29.29	8.14	115	1.70
2	water(l)	F.W. after pump	18.02		29.29	8.14	115	41.00
3	water(l)	F.W. after Economizer	18.02		29.29	8.14	250	40.00
4	water(l)	Blowdown	18.02		1.40	0.39	250	39.00
5	water(g)	Saturated Steam	18.02		27.89	7.75	250	39.00
6	water(g)	Super Heat Steam	18.02		27.89	7.75	450	37.00
7	water(g)	St. to other consumer	18.02		6.69	1.86	435	35.00
8	water(g)	St. to turbine	18.02		21.20	5.89	435	35.00
9	water(g)	Back Pressure Steam	18.02		21.20	5.89	240	3.50
10	air(g)	Ambient Air	28.65	1.23		10.69	25	1.00
11	air(g)	Air after FD Fan	28.65			10.69	25	1.03
12	air(g)	Warm Air	28.65			10.69	200	1.03
13	exgas(g)	Combustion gases	27.69	1.20		11.21560741	180	1.03
14	exgas(g)	Comb. Gases after ID Fan	27.69	1.20		11.22	180	1.03
15	fuel	Natural gas(sarakhs)	16.77	0.71	2665.80	0.53	25	6.00
16	water(g)	passed to red.valve 3.5 bar	18.02		4.35	1.21	435	3.50
17	water(l)	cond 1 to reduction 3.5 bar	18.02		3.01	0.84	125	15.00
18	water(g)	exh.from reduction 3.5 bar	18.02		28.56	7.93	143	3.50
19	water(g)	steam pert	18.02		0.30	0.08	435	35.00
20	water(g)	passed to red.valve 10 bar	18.02		2.04	0.57	435	10.00
21	water(l)	cond 1 to reduction 10 bar	18.02		0.46	0.13	125	15.00
22	water(g)	exh.from reduction 10 bar	18.02		2.50	0.69	184	10.00
23	water(l)	raw water	18.02		0.00	0.00	25	41.00
24	water(l)	condensate1	18.02		21.49	5.97	125	7.40
25	water(l)	condensate2	18.02		8.04	2.23	115	6.70
26	water(g)	degasing vapour	18.02		0.24	0.07	115	1.70



شکل (۱-۲) شمای کلی نیروگاه مورد نظر جهت آنالیز انرژی



شکل (۲-۲) شماتیک ساده بویلر و توربین مورد نظر جهت آنالیز انرژی همراه با شماره گذاری

جریانها

فصل سوم

۳- تراز انرژی نیروگاه مورد نظر :

جهت برقراری تراز انرژی یک بخش از نیروگاه بایستی انرژی مربوط به کلیه جریان‌های ورودی و خروجی به آن بخش مورد نظر را بدست آورد. روش تعیین انرژی یک جریان همان روش مذکور در فصل اول است. همچنین جهت کنترل صحت ارقام اختیار شده لازم است که برقراری قانون بقای انرژی و جرم نیز کنترل شود. در محاسبات انرژی فرضیات زیر اختیار شده است .

- از انرژی جنبشی و پتانسیل مواد در جریان صرفنظر می شود .
- همه داده‌ها برای حالت پایدار (Steady State) می باشند .
- هوا و گازهای احتراق از قانون مخلوط گازهای ایده‌آل پیروی می کنند .
- برای محیط دمای $T_0 = 298.15 \text{ K}$ یا 25°C و فشار $p_0 = 1.013 \text{ bars}$ یا 1 atm در نظر گرفته شده است .

- از مدل دوم انرژی استفاده می گردد .

۳-۱- محاسبه انتالپی و انرژی آب تغذیه :

محاسبه انتالپی و انرژی آب و بخار را می‌توان براساس مقادیر ارائه شده در جداول ویژگیهای آب و بخار موجود در کتابهای ترمودینامیک انجام داد و یا از جدول (۱ - ۲) مطابق شرح ارائه شده استفاده کرد. براساس جداول ترمودینامیکی آب و بخار، برای مشخصات آب تغذیه ارائه شده در جدول (۲ - ۳) خواهیم داشت .

$$T_0 = 298.15 \quad , \quad h_0 = 104.88 \text{ kJ/kg} \quad , \quad s_0 = 0.3674 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 388.15 \quad , \quad h_1 = 482.46 \text{ kJ/kg} \quad , \quad s_1 = 1.4733$$

انرژی فیزیکی بر اساس رابطه (۱ - ۴) به صورت زیر محاسبه می گردد .

$$\dot{E}_1^{PH} = \dot{m}[h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)] = 6.136[482.46 - 104.88 - 298.15(1.4733 - 0.3672)] = 389.356 \text{ kJ/s (kW)}$$

و بر حسب مگا وات برابر 389 MW خواهد بود. روش دیگر استفاده از جداول (۱ - ۱) و (۲ - ۱) می باشد

و با توجه به اینکه این روش، راه ساده‌تری برای استفاده در کامپیوتر می‌باشد سایر محاسبات با این روش انجام گرفته است .

$$T_0 = 298.15 \quad , \quad \bar{h}_0 = 285829 \text{ kJ/kgmol} = -15865.29 \text{ kJ/kg} \quad ,$$

$$s_0 = 69.948 \text{ kJ/kgmol} = 3.883 \text{ kJ/kg}$$

برای محاسبه انتالپی و انتروپی آب در دمای T_1 از جدول و فرمولهای مربوطه استفاده می‌نمائیم .

$$h_1 = 1000 \times \left[-289.932 + 20.355 \left(\frac{T_1}{1000} \right) + \frac{109.198}{2} \left(\frac{T_1}{1000} \right)^2 - 2.033 \times \left(\frac{T_1}{1000} \right)^3 \right] / 18.016 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_1 = \left[-67.147 + 20.355 \ln T_1 + 109.198 \left(\frac{T_1}{1000} \right) + \frac{2.033}{2} \left(\frac{T_1}{1000} \right)^2 \right] / 18.016 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

و بنابراین انرژی فیزیکی برابر خواهد شد $s_1 = 4.986$ و $h_1 = -15488.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ $T_1 = 388.15 \Rightarrow$

$$\dot{E}_1^{PH} = 8.136 [-15488.6 + 15865.29 - 298.15(4.986 - 3.883)] = 386.852 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

و بر حسب مگاوات برابر 0.387 خواهد بود که با جواب از روش قبل تقریباً برابر است .

حال بایستی انرژی شیمیایی آب را محاسبه کنیم. با استفاده از جدول شماره (۱ - ۳) ،

مدل ۲، انرژی شیمیایی آب مایع برابر $900 \frac{\text{kJ}}{\text{kgmol}}$ خواهد بود بنابراین داریم :

$$\dot{E}_1^{CH} = 8.136 \times 900 / 18.016 = 0.406 \text{ MW}$$

انرژی کل آب تغذیه با صرفنظر از انرژی جنبشی و پتانسیل بدست خواهد آمد .

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_1^{PH} + \dot{E}_1^{CH} = 0.387 + 0.406 = 0.7936 \text{ MW}$$

برای سایر مواد خالص مانند آب ، بخار در شرایط دمائی متفاوت بهمین ترتیب انرژی کل را بدست می‌آوریم . بدست آوردن انرژی مواد متشکل از ملکولهای مختلف مانند گازهای احتراق با روش فوق دارای تفاوت بوده و به صورت زیر محاسبه می‌شود .

۳-۲) محاسبه انتالپی و انرژی گازهای حاصل از احتراق :

برای انجام محاسبات بایستی آنالیز گازهای احتراق معین باشد. مشخصات سوخت گاز شهری سرخس مورد استفاده در واحد صنعتی مورد نظر که از آموزشکده وزارت نیرو - مرکز خراسان استعلام گردیده است به صورت زیر می باشد.

ماده	N_2	CO_2	CH_4	C_3H_8	$n-C_4H_{10}$	$Iso-C_4H_{10}$	جرم مولکلی gr/mol ۱۶/۷۷
کسر مولی	۰/۰۱۲۷	۰/۰۰۲۸	۰/۹۶۳۴	۰/۰۰۳۵	۰/۰۰۴۲	۰/۰۰۱۳	جرم حجمی kg/m^3 ۰/۷۱

مشخصات احتراق تعدادی از مواد در جدول (۳-۱) خلاصه شده است. در محاسبات احتراق آنالیز هوا به صورت زیر در نظر گرفته شده است.

ماده	N_2	O_2	CO_2	H_2O
کسر مولی	۰/۷۷۴۸	۰/۲۰۵۹	۰/۰۰۰۳	۰/۰۱۹

چنانچه برای سوخت مورد نظر با مشخصات فوق و با اعمال کسر مولی، ثابت‌های احتراق را بدست آوریم به صورت جدول شماره (۳-۲) خواهد شد و چنانچه مطابق روال معمول کارخانه با مقدار ۲۱٪ هوای اضافی محاسبات را تکرار نمائیم جدول شماره (۳-۳) بدست خواهد آمد. بدین ترتیب از محاسبات فوق، اطلاعات زیر که مورد نیاز سایر محاسبات می‌باشند بدست خواهد آمد.

- آنالیز گازهای احتراق

الف - با فرض احتراق کامل و بدون هوای اضافی

ماده	CO_2	H_2O	N_2	O_2	CO	جرم مولکلی مخلوط $M = ۲۷/۱۵$
کسر مولی	۰/۰۹۵	۰/۲۰۲	۰/۷۰۳	۰	۰	

ب - با فرض احتراق همراه با ۲۱ درصد هوای اضافی

ماده	CO_2	H_2O	N_2	O_2	CO	جرم مولکلی مخلوط $M = ۲۷/۶۹$
کسر مولی	۰/۰۸	۰/۱۷۳	۰/۷۱۵	۰/۰۳۳	۰	

- ارزش حرارتی بالا و پائین سوخت

$$HHV = 38200 \quad \frac{kJ}{m^3} = 53788 \quad \frac{kJ}{kg}$$

$$LHV = 34499 \quad \frac{kJ}{m^3} = 48526 \quad \frac{kJ}{kg}$$

- نسبت جرمی و مولی هوا به سوخت بدون هوای اضافی $AF_{mol} = 9.822$ $AF_{mass} = 16.779$

- نسبت جرمی و مولی هوا به سوخت با ۲۱٪ هوای اضافی $AF_{mol} = 11.88$ $AF_{mass} = 20.30$

- نسبت جرمی و مولی گازهای احتراق به سوخت بدون هوای $GF_{mol} = 10.84$ $GF_{mass} = 17.78$

- نسبت جرمی و مولی گازهای احتراق به سوخت با هوای اضافی $GF_{mol} = 12.90$ $GF_{mass} = 21.30$

حال که آنالیز گاز مشخص گردید می‌توانیم انتالپی و اگزرژی گازهای حاصل از احتراق را تعیین کنیم برای گازهای خروجی از بویلر مطابق جدول (۲-۳) دارای شرایط زیر هستیم :

$$T = 180\text{ }^{\circ}\text{C} = 453.15\text{ K}, P = 1.03\text{ bar}, \dot{m} = 11.25\text{ kg/s}$$

برای محاسبه انتالپی و انتروپی از جدول (۱-۱) و (۲-۱) و روابط مربوطه این جدول استفاده می‌نمائیم مثلاً چنانچه برای نیتروژن محاسبه نمائیم داشت :

$$T = 298.15\text{ }^{\circ}\text{C} \quad P = 1\text{ bar} \quad \bar{h}^{\circ} = 0 \quad \bar{s}^{\circ} = 191.61$$

و در دمای $T = 453.15\text{ K}$ داریم

$$\bar{s}_x^{\circ}(T) = 16.203 + 30.418 \ln(453.15) + 2.544(0.45315) + \frac{0.238}{2} \times \frac{1}{(0.45315)^2} = 203.98$$

$$\bar{s}_{N_2}(T, P) = \bar{s}_{N_2}^{\circ}(T) - \bar{R} \ln \frac{P}{P_{ref}} = 203.98 - 8.314 \ln \frac{(0.715)(1.03)}{1} = 206.98$$

و بدین ترتیب برای نیتروژن مشخصات مورد نیاز برای محاسبه اگزرژی بدست آمده است چنانچه همین روش را برای سایر اجزاء تشکیل دهنده گاز اجرا نمائیم. به نتایج جدول زیر

می‌رسیم

	$\bar{h}$	$\bar{s}$
N_2	۴۵۸۸/۳	۲۰۶/۴
O_2	۴۶۶۱/۶	۲۴۵/۷۳
CO_2	-۳۸۷۰/۲۸	۲۵۱/۸۸
$H_2O(g)$	-۲۳۶۵۵۵	۲۱۷/۳۲

انتروپی و انتالپی گازهای احتراق، مطابق قانون اختلاط گازهای ایده آل به صورت زیر می‌باشد .

جدول (۱-۳) - ثابت های احتراق مواد مختلف

					Heat of combustion		Required air			Flue products			Required air			Flue products					
					kJ/m ³		kJ/kg		mol/mol			lb/lb									
Material	Formula	M	kg/m ³	Spgr air	Gross	Net	Gross	Net	O ₂	N ₂	Air	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	N ₂	Air	CO ₂	H ₂ O	N ₂	
Carbon	C	12.010					32822.097	32822.097	1	3.76	4.76	1		3.76	2.66	8.86	11.02	3.66			8.86
Hydrogen	H ₂	2.016	0.0849	0.696	12122.0	10207.0	12230.69	120229.967	0.5	1.88	2.38		1		1.88	7.94	26.41	34.34		8.94	26.41
Oxygen	O ₂	32.000	1.3003	1.1003																	
Nitrogen	N ₂	28.016	1.1919	0.9718																	
Carbon monoxide	CO	28.010	1.1800	0.9672	12010.6	12010.6	10124.163	10124.163	0.5	1.88	2.38	1		1.88	0.57	1.9	2.47	1.57			1.9
Carbon dioxide	CO ₂	44.010	1.8743	1.5282																	
Methane	CH ₄	16.041	0.6712	0.5543	37784.9	34044.9	50114.191	50120.08	2	7.53	9.03	1	2	7.53	2.99	13.28	17.27	2.74	2.20	13.28	
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	1.2814	1.0488	66841.6	61209.3	51983.28	47086.128	3.5	13.18	16.68	2	3	13.18	3.73	12.39	16.12	2.93	1.8	12.39	
Propane	C ₃ H ₈	44.092	1.916	1.5617	9660.7	8896.0	50448.469	47449.576	5	18.82	23.82	3	4	18.82	3.63	12.07	15.7	2.99	1.63	12.07	
n-Butane	C ₄ H ₁₀	58.118	2.5344	2.0744	12570.1	11614.9	49166.332	45834.72	6.5	24.47	30.97	4	5	24.47	3.58	11.91	15.49	3.03	4.00	11.91	
Isobutane	C ₄ H ₁₀	58.118	2.5344	2.0760	12544.0	115816.0	49007.553	45715.941	6.5	24.47	30.97	4	5	24.47	3.58	11.91	15.49	3.03	1.00	11.91	
Sulfur	S	32.060					9276.407	9276.407	1	3.76	4.76	1		3.76	1	3.29	4.29	2			3.29
Hydrogen sulfide	H ₂ S	34.086	1.4544	1.1898	24133.1	2223.8	16550.9	15233.30	1.5	5.65	7.15	1	1	5.65	1.41	4.69	6.1	1.88	0.53		4.69
Sulfur dioxide	SO ₂	64.060	2.7713	2.264																	
Water vapour	H ₂ O	18.016	0.766	0.6125																	
Air		28.900	1.2271	1																	

From Perry's Handbook of Chemical Engineer's page 1-۳۷

All gas volumes corrected to ۶۰ F and ۳۰ inHg dry

جدول (۳-۲) - ثابت های احتراق برای سوخت گاز مورد نظر بدون هوای اضافی

	Xk	x.M	x.d	x.spgr	Heat of combustion				Excess air
					kJ/m ³		kJ/kg		
					Gross	Net	Gross	Net	landa
NY	۰,۰۱۲۷	۰,۳۵۵۸	۰,۰۱۵۱	۰,۰۱۲۳	۰	۰	۰	۰	۱,۰۰
CO ₂	۰,۰۰۲۸	۰,۱۲۳۲	۰,۰۰۵۲	۰,۰۰۴۳	۰	۰	۰	۰	۱,۰۰
Methane	۰,۰۱۲۴	۱۵,۴۵۳۹	۰,۰۰۴۳	۰,۰۳۴۰	۳۶۴۰,۲	۳۲۸۰,۸	۵۳۵۷,۹	۴۸۲۸,۶	۱,۰۰
Ethane	۰,۰۱۲۱	۰,۳۶۳۸	۰,۰۱۵۶	۰,۰۱۲۷	۸۰,۹	۷۴,۱	۶۲,۹	۵۷,۶	۱,۰۰
Propane	۰,۰۰۳۵	۰,۱۵۴۳	۰,۰۰۶۷	۰,۰۰۵۵	۳۳,۸	۳۱,۱	۱۷,۷	۱۶,۳	۱,۰۰
n-Butane	۰,۰۰۴۲	۰,۲۴۴۱	۰,۰۱۰۶	۰,۰۰۸۷	۵۲,۸	۴۸,۸	۲۰,۸	۱۹,۳	۱,۰۰
Isobutane	۰,۰۰۱۳	۰,۰۷۵۶	۰,۰۰۳۳	۰,۰۰۲۷	۱۶,۳	۱۵,۱	۶,۴	۵,۹	۱,۰۰
	۱,۰۰	۱۶,۷۷	۰,۷۱	۰,۵۸	۳۸۲۴۰	۳۴۴۹۹	۵۴۶۵۷	۴۹۲۷۶	۱,۰۰

HHV =	۳۸۲۳۹,۹	kJ/m ³	LHV =	۳۴۴۹۹	kJ/m ³
HHV =	۵۳۷۸۸,۰	kJ/kg	LHV =	۴۸۵۲۶	kJ/kg

	Required					Flue products					Required					Flue products				
	mol/mol or m ³ /m ³					kg/kg					kg/kg					kg/kg				
	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	Air	O ₂	CO ₂	H ₂ O	N ₂	CO ₂	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	Air	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
NY	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰
CO ₂	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰
Methane	۱,۹۲۷	۷,۲۵۱	۰,۰۰۳	۰,۱۷۸	۹,۳۵۸	۰,۹۶۶	۰,۲۵۱	۲,۱۰۵	۷,۲۵۱	۱۲,۱۱	۳,۶۷۷	۱۲,۱۱	۰,۰۰۷	۰,۱۹۱	۱۵,۹۹	۲,۵۳۶	۲,۲۶۱	۱۲,۱۱	۱۲,۱۱	۰,۰۰۰
Ethane	۰,۰۴۲	۰,۱۵۹	۰,۰۰۰	۰,۰۰۴	۰,۰۰۶	۰,۰۲۴	۰,۱۵۹	۰,۰۴۰	۰,۱۵۹	۰,۰۸۱	۰,۰۸۱	۰,۲۶۶	۰,۰۰۰	۰,۰۰۴	۰,۳۵۱	۰,۰۶۴	۰,۰۴۳	۰,۲۶۶	۰,۲۶۶	۰,۰۰۰
Propane	۰,۰۱۸	۰,۰۶۶	۰,۰۰۰	۰,۰۰۲	۰,۰۰۸	۰,۰۱۱	۰,۰۶۶	۰,۰۱۶	۰,۰۶۶	۰,۰۳۳	۰,۰۳۳	۰,۱۱۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۲	۰,۱۴۵	۰,۰۲۸	۰,۰۱۷	۰,۱۱۰	۰,۱۱۰	۰,۰۰۰
n-Butane	۰,۰۲۷	۰,۱۰۳	۰,۰۰۰	۰,۰۰۳	۰,۰۱۳	۰,۰۱۷	۰,۱۰۳	۰,۰۲۴	۰,۱۰۳	۰,۰۵۲	۰,۰۵۲	۰,۱۷۲	۰,۰۰۰	۰,۰۰۳	۰,۲۲۶	۰,۰۴۴	۰,۰۲۵	۰,۱۷۲	۰,۱۷۲	۰,۰۰۰
Isobutane	۰,۰۰۸	۰,۰۳۲	۰,۰۰۰	۰,۰۰۱	۰,۰۰۴	۰,۰۰۵	۰,۰۳۲	۰,۰۰۷	۰,۰۳۲	۰,۰۱۶	۰,۰۱۶	۰,۰۵۳	۰,۰۰۰	۰,۰۰۱	۰,۰۷۰	۰,۰۱۴	۰,۰۰۸	۰,۰۵۳	۰,۰۵۳	۰,۰۰۰
	۲,۰۲۲	۷,۶۱۰	۰,۰۰۳	۰,۱۸۷	۹,۸۲۲	۱,۰۲۶	۲,۱۹۱	۷,۶۲۳	۲,۸۵۹	۱۲,۷۱	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۰,۰۰۰	۱۶,۷۸	۲,۶۹۲	۲,۳۵۴	۱۲,۷۳	۱۲,۷۳	۰,۰۰۰

%	۰,۰۹	۰,۲۰	۰,۷۰	۱,۰۸۴
	M	mol	mol	

$$\bar{h} = \sum x_i \bar{h}_i = (0.7147)(4588.3) + (0.0329)(4661.6) + (0.0796)(-387027) + (0.1729) * (-236555) = -68248.9$$

$$\bar{s} = \sum x_i \bar{s}_i = (0.7147)(206.4) + (0.0329)(245.73) + (0.0796)(251.88) + (0.1729)(217.32) = 213.21$$

حال روش فوق را بایستی برای بدست آوردن $\bar{h}_0$ و $\bar{s}_0$ ، یعنی انتروپی و انتالپی گازهای احتراق در شرایط استاندارد بدست آوریم. اگر این کار را انجام دهیم، نتایج زیر بدست خواهد آمد:

$$\bar{h}_0^\circ = -79409.77 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_0^\circ = 180.69 \text{ kJ/kmol}$$

با اطلاعات فوق می‌توانیم اگزرژی فیزیکی را تعیین نمائیم.

$$\dot{E}^{PH} = \dot{m}(\bar{h} - \bar{h}_0 - T(\bar{s} - \bar{s}_0))/M$$

پس از جایگذاری در فرمول خواهیم داشت:

$$\dot{E}^{PH} = 593 \text{ kW} = 0.593 \text{ MW}$$

محاسبه اگزرژی شیمیایی نیز بر اساس فرمولهای (۱-۲۳) و (۱-۲۴) و جدول شماره (۱-۳) محاسبه می‌گردد.

چنانچه از جدول (۱-۳)، مقادیر اگزرژی شیمیایی اجزاء تشکیل دهنده گازهای احتراق را استخراج نمائیم خواهیم داشت (مدل ۲)

ماده	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O
اگزرژی شیمیایی kJ/kmol	۷۲۰	۳۹۷۰	۱۷۹۷۰	۹۵۰۰

و بنابراین

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} T_0 \sum x_k \ln x_k$$

چنانچه مقادیر را جایگذاری و اگزرژی را بر حسب مگا وات تبدیل نمائیم خواهیم داشت

$$\dot{E}^{CH} = \dot{m} \bar{e}^{CH} / M / 1000 = 0.706 \text{ MW}$$

بنابراین اگزرژی کل جریان گازهای حاصل از احتراق خروجی از بویلر عبارت خواهد بود از

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} = 1.299 \text{ MW}$$

چنانچه همین روش را برای سایر جریانها بکار بندیم مقادیر انتالپی و انتروپی و اگزرژی آنها بر حسب مگاوات بدست خواهد آمد. این کار انجام شده است و نتایج حاصل در جدول شماره (۳ - ۴) ارائه گردیده است. همچنین خواص ترمودینامیکی مخلوطهای گازی در جریان با شرایط دمایی و فشار استاندارد که جهت محاسبات لازم است حساب و در جدول (۳ - ۵) ، (۳ - ۶) و (۳ - ۷) خلاصه شده است.

جدول (۳-۴) اگزرژی محاسبه شده برای هریک از مواد در جریان

state	Substance	Formula	M kg/kmol	Debit kg/s	Temp. K	Pressure bar	h kJ/kg	s kJ/kg	Phys. Ex MW	Chm. Ex MW	total Ex MW
1	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	8.14	388.15	1.72	-15488.62	4.986	0.387	0.406	0.793
2	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	8.14	388.15	41.54	-15488.62	4.986	0.387	0.406	0.793
3	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	8.14	523.15	40.53	-14888.23	6.310	2.060	0.406	2.467
4	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	0.39	523.15	39.52	-14888.23	6.310	0.098	0.019	0.118
5	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	7.75	523.15	39.52	-12988.77	9.866	8.464	0.387	8.851
6	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	7.75	723.15	37.49	-12565.32	10.575	10.108	0.387	10.495
7	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	1.86	708.15	35.46	-12597.93	10.555	2.375	0.093	2.468
8	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	5.89	708.15	35.46	-12597.93	10.555	7.526	0.294	7.821
9	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	5.89	513.15	3.55	-13009.23	10.939	4.429	0.294	4.724
9	adiabatic	H ₂ O(g)	18.02	5.89	423.54	3.55	-13188.79	1.000	4.047	0.294	4.341
10	air(g)		28.65	10.69	298.15	1.01	-164.57	6.954	0.000	0.027	0.027
11	air(g)		28.65	10.69	298.15	1.04	-164.57	6.946	0.039	0.027	0.066
12	air(g)		28.65	10.69	473.15	1.04	18.10	7.427	0.459	0.027	0.486
13	exgas(g)		27.69	11.22	453.15	1.04	-2464.67	7.700	0.593	0.706	1.299
14	exgas(g)		27.69	11.22	453.15	1.04	-2464.67	7.700	0.593	0.706	1.299
15	fuel		16.77	0.53	298.15	6.08	-4490.96	10.412	0.140	26.426	26.566
16	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	1.21	708.15	3.55	-12597.93	11.617	1.162	0.060	1.222
17	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	0.84	398.15	15.20	-15446.19	5.094	0.048	0.042	0.090
18	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	7.93	416.15	3.55	-13203.26	10.520	5.418	0.396	5.814
19	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	0.08	708.15	35.46	-12597.93	10.555	0.107	0.004	0.111
20	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	0.57	708.15	10.13	-12597.93	11.133	0.627	0.028	0.655
21	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	0.13	398.15	15.20	-15446.19	5.094	0.007	0.006	0.014
22	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	0.69	457.15	10.13	-13122.30	10.221	0.592	0.035	0.627
23	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	0.00	298.15	41.54	-15865.25	3.883	0.000	0.000	0.000
24	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	5.97	398.15	7.50	-15446.19	5.094	0.345	0.298	0.643
25	water(l)	H ₂ O(l)	18.02	2.23	388.15	6.79	-15488.62	4.986	0.106	0.112	0.218
26	water(g)	H ₂ O(g)	18.02	0.07	388.15	1.72	-13257.52	10.719	0.038	0.003	0.041

جدول (۵-۳) خواص ترمودینامیکی هوا در شرایط دمایی و فشار استاندارد

Substance	Formula	x_k	$\overline{x_k \cdot c_p}$	$\overline{x_k \cdot h}$	$\overline{x_k \cdot s}$	$\overline{x_k \cdot g}$
Carbon	C(s)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Sulfur	S(s)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Nitrogen	N2(g)	0.7748	22.07	0.00	150.10	-44753.22
Oxygen	O2(g)	0.2059	5.95	0.00	44.94	-13400.33
Hydrogen	H2(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Carbon monoxide	CO(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Carbon dioxide	CO2(g)	0.0003	0.01	-118.06	0.08	-143.21
Water	H2O(g)	0.0190	0.61	-4595.26	4.21	-5851.59
Water	H2O(l)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Methane	CH4(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Sulfur	SO2(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Hydrogen Sulfide	H2S(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Ammonia	NH3(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00

summ	1.00	28.65	-4713.32	199.35	-64148
-------------	-------------	--------------	-----------------	---------------	---------------

جدول (۶-۳) خواص ترمودینامیکی گازهای احتراق در شرایط دمایی و فشار استاندارد

Substance	Formula	x_k	$\overline{x_k \cdot c_p}$	$\overline{x_k \cdot h}$	$\overline{x_k \cdot s}$	$\overline{x_k \cdot g}$
Carbon	C(s)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Sulfur	S(s)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Nitrogen	N2(g)	0.7147	20.36	0.00	138.02	-41149.22
Oxygen	O2(g)	0.0329	0.95	0.00	7.64	-2279.21
Hydrogen	H2(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Carbon monoxide	CO(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Carbon dioxide	CO2(g)	0.0796	2.86	-31306.26	18.58	-36845.96
Water	H2O(g)	0.0297	0.95	-7183.12	6.44	-9102.69
Water	H2O(l)	0.1432	10.85	-40920.39	10.01	-43906.07
Methane	CH4(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Sulfur	SO2(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Hydrogen Sulfide	H2S(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Ammonia	NH3(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00

summ	1.00	35.97	-79409.77	180.69	-133283
-------------	-------------	--------------	------------------	---------------	----------------

جدول (۷-۳) خواص ترمودینامیکی سوخت گاز در شرایط دمایی و فشار استاندارد

Substance	Formula	x_k	$\overline{x_k \cdot C_p}$	$\overline{x_k \cdot h}$	$\overline{x_k \cdot S}$	$\overline{x_k \cdot g}$
Carbon	C(s)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Sulfur	S(s)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Nitrogen	N ₂ (g)	0.0127	0.36	0.00	2.89	-862.98
Oxygen	O ₂ (g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Hydrogen	H ₂ (g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Carbon monoxide	CO(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	0.0028	0.10	-1101.86	0.74	-1321.14
Water	H ₂ O(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Water	H ₂ O(l)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Methane	CH ₄ (g)	0.9634	33.77	-72131.68	179.73	-125719
Sulfur	SO ₂ (g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Hydrogen Sulfide	H ₂ S(g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Ammonia	NH ₃ (g)	0.0000	0.00	0.00	0.00	0.00
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	0.0121		-1025.35	3.22	-1986.06
Propane	C ₃ H ₈ (g)	0.0035		-363.65	1.11	-694.38
Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	0.0055		-694.10	1.92	-1267.88

summ	1.00	34.23	-75316.65	189.62	-131851
------	------	-------	-----------	--------	---------

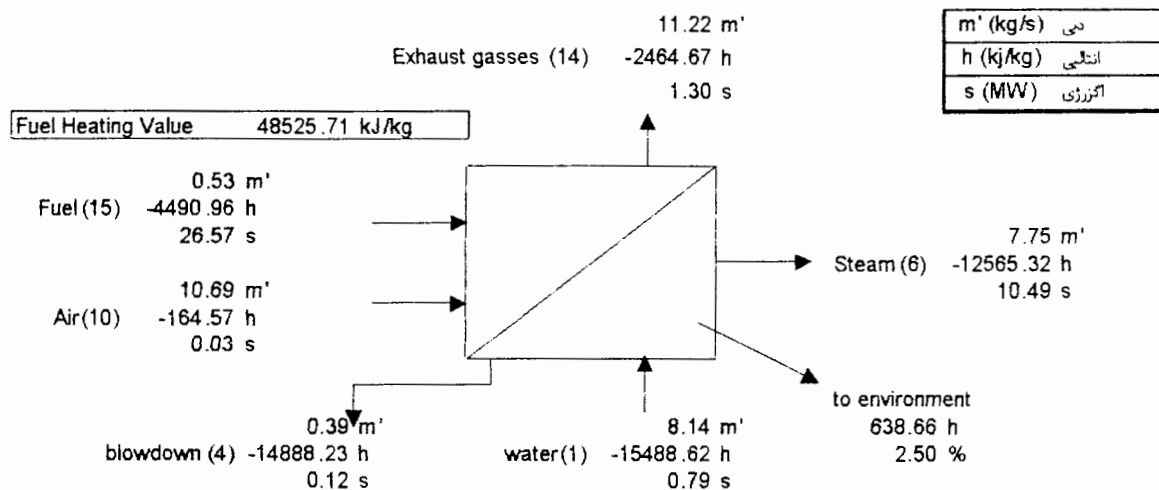
۳-۳- تراز برای اجزاء سازنده سیستم :

برای بهینه سازی در یک سیستم ، به جز بررسیهای اقتصادی ، برقراری سه تراز زیر لازمست :

۱- تراز جرم ۲- تراز انرژی (آنتالپی - قانون اول) ۳- تراز آگزرژی

برای هر جزء سازنده به تفکیک ، ترازهای فوق محاسبه و کنترل گردیده است که شرح مختصر آن به صورت زیر است .

۱-۳-۳- تراز انرژی و انتقال برای بویلر



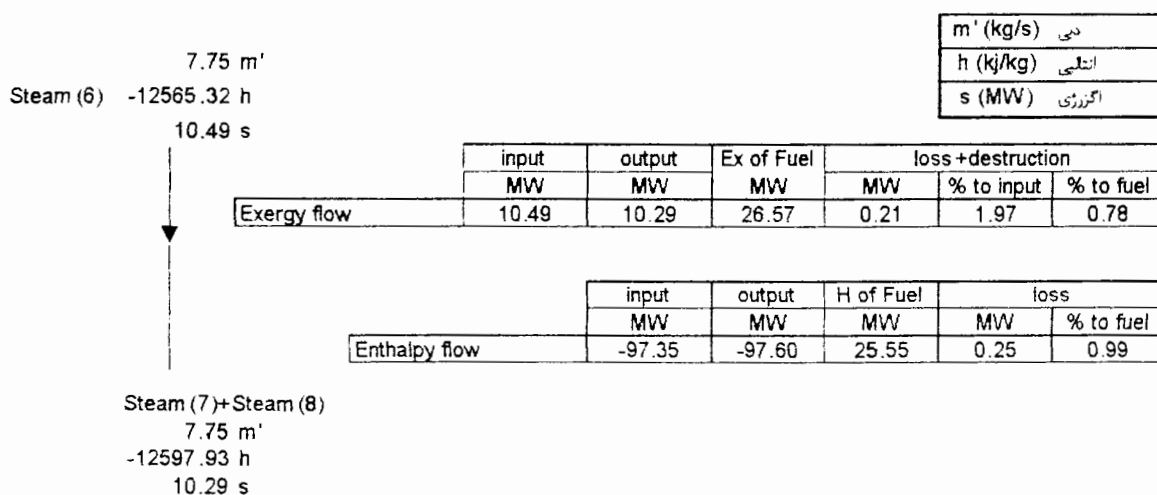
Exergy flow						
Input	Output	Expend	Product	Efficiency	destruction + loss	
MW	MW	MW	MW	%	MW	%
27.39	11.91	26.59	9.74	36.62	16.85	63.38

Exergy efficiency % 36.62

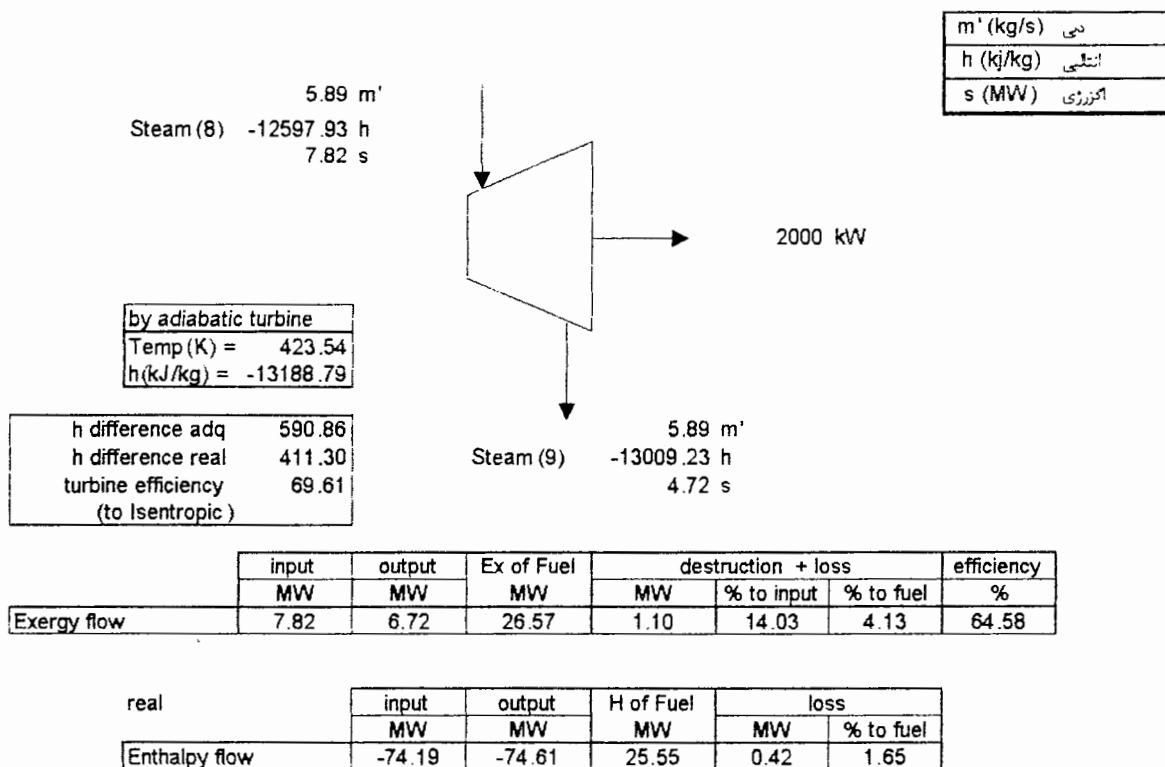
	input	output	H of Fuel	efficiency
	MW	MW	MW	%
Enthalpy flow	23.52	23.52	25.55	88.65

Thermal efficiency % 88.65

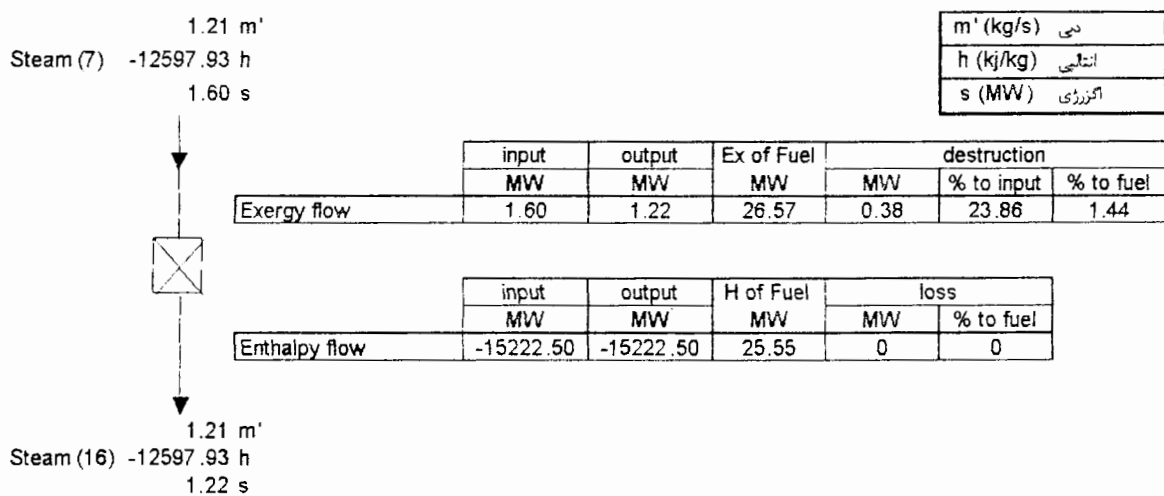
۲-۳-۳- تراز انرژی و انتقال برای مسیر بویلر تا توربین



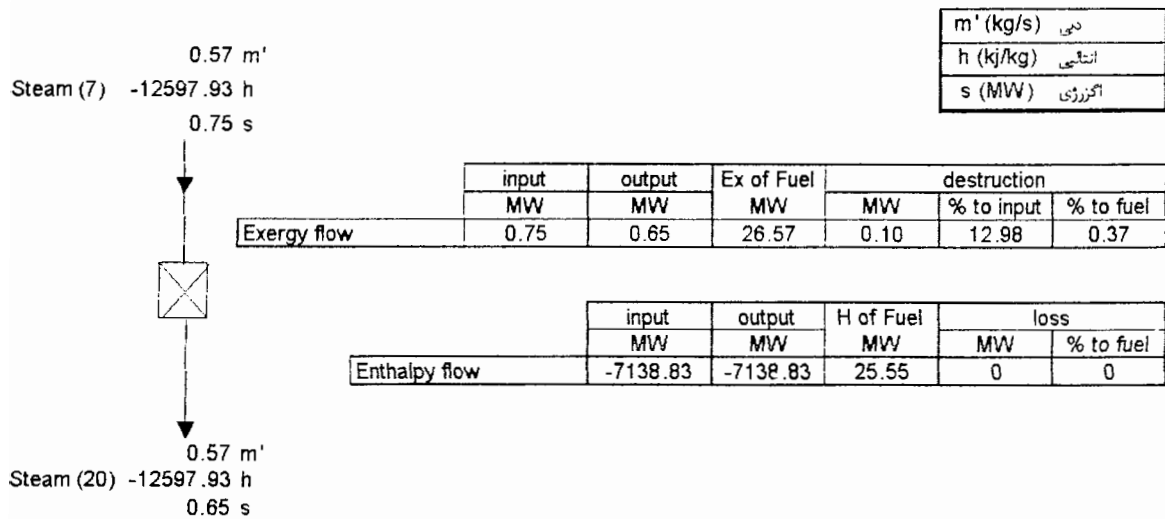
۳-۳-۳- تراز انرژی و انتالپی برای توربین



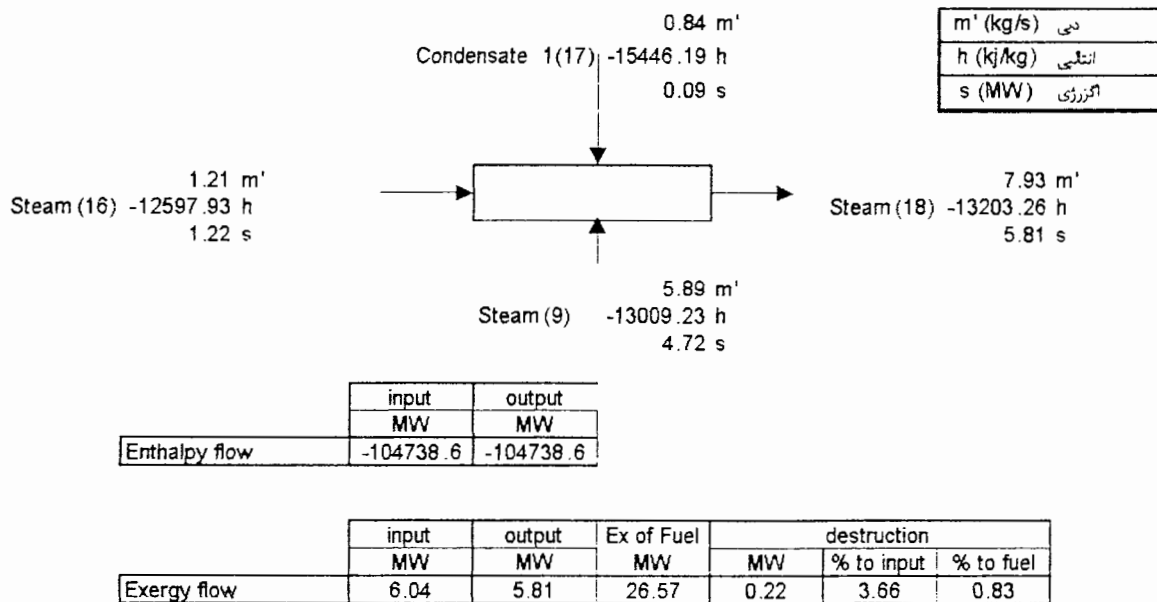
۴-۳-۳- تراز انرژی و انتالپی برای شیر کاهش فشار از ۳۵ تا ۳/۵ اتمسفر



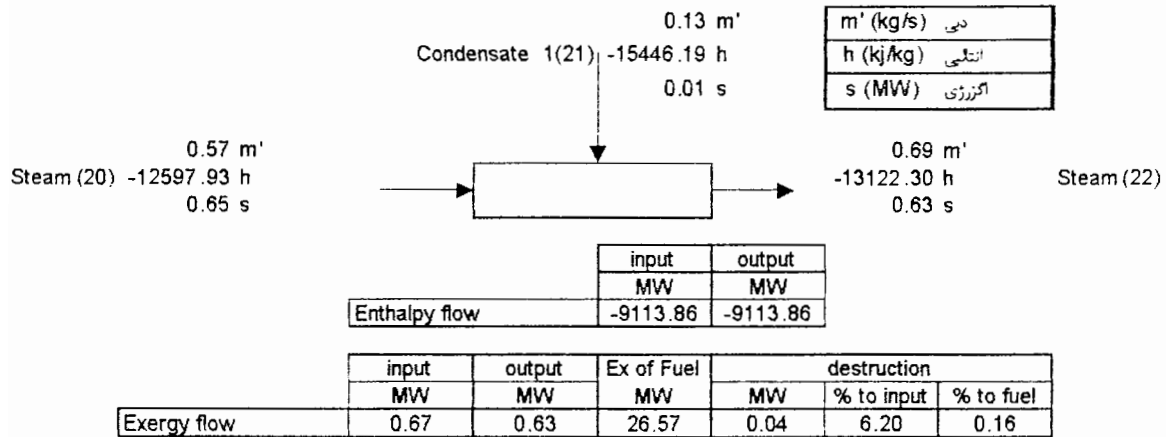
۵-۳-۳- تراز انرژی و انتقالی برای شیر کاهش فشار از ۳۵ تا ۱۰ اتمسفر



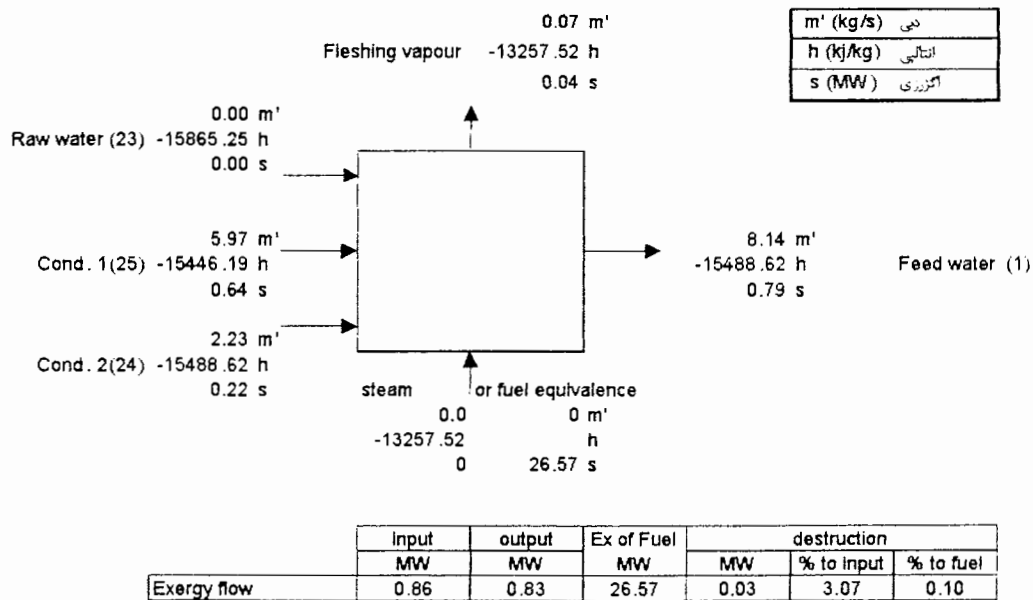
۶-۳-۳- تراز انرژی و انتقالی برای سرد کن بخار ۳/۵ اتمسفر



۳-۳-۷- تراز انرژی و انتالپی برای سرد کن بخار ۱۰ اتمسفر



۳-۳-۸- تراز انرژی و انتالپی برای تانک آب تغذیه



۳-۳-۹- تراز انرژی و انتالپی برای کل نیروگاه

m'	h	s				m'	h	s
0.53	-4490.96	26.57	Fuel 15	→	Gas 14	11.22	-2464.67	1.30
0.84	-15446.19	0.09	Water 17	→	Steam 18	7.93	-13203.26	5.81
0.13	-15446.19	0.01	Water 21	→	Steam 19	0.08	-12597.93	0.11
0.00	-15865.25	0.00	Water 23	→	Steam 22	0.69	-13122.30	0.63
5.97	-15446.19	0.64	Water 24	→	Steam 26	0.07	-13257.52	0.04
2.23	-15488.62	0.22	Water 25	→	Blowdown	0.39	-14888.23	0.12
10.69	-164.57	0.03	Air 10	→	Power	1600		1.60

	input	output	Ex of Fuel	destruction + loss		
	MW	MW	MW	MW	% to input	% to fuel
Exergy flow	27.56	9.61	26.57	19.52	70.82	73.46

Total Exergy Efficiency %	26.54
----------------------------------	-------

m' (kg/s)	دبی
h (kJ/kg)	انتالپی
s (MW)	انرژی

فصل چهارم

تحلیل نتایج حاصل از محاسبات

۱-۴- جمع بندی محاسبات

اگر انرژی ورودی به سیستمهای حرارتی به طور مستقیم یا غیر مستقیم توسط سوختهای فسیلی و سایر منابع انرژی تأمین می‌شود، از اینرو اتلاف و نابودشدگی انرژی معادل هدر رفتن این منابع انرژی است. هدف آنالیز انرژی، ارزیابی کمی اتلاف و نابودشدگی انرژی موجود در یک سیستم است.

چنانچه راندمان انرژی را برای این سیستم بر اساس درصدی از انرژی هزینه شده که در محصولات سیستم بازیابی شده است تعریف کنیم، محصول یک سیستم تولید همزمان، مجموع توان تولیدی و افزایش خالص انرژی آب تغذیه است که از محاسبات مقداری حدود ۲۷ درصد بدست آمد. یعنی مقداری حدود ۷۳ درصد انرژی بصورت اتلاف و نابود شدگی از دست میرود

در جدول (۱-۴) انرژی از دست رفته برای هر بخش بر حسب مگاوات آورده شده است و در ستون مقابل درصد آن نسبت به انرژی ورودی از طریق سوخت مشاهده می‌گردد.

پدیده های بازگشت ناپذیری مهم که در فرایند مورد نظر وجود دارند عبارتند از :

۱- احتراق بازگشت ناپذیر در بویلر

۲- انتقال حرارت بازگشت ناپذیر بین گازهای احتراق و سیال آب یا بخار در بویلر

۳- انتقال حرارت بازگشت ناپذیر به محیط

۴- تخلیه گازهای احتراق به محیط

۵- انبساط بازگشت ناپذیر بخار در توربین

۶- اتلافات اصطکاکی بازگشت ناپذیر در مسیرهای انتقال سیال

۷- انبساط بازگشت ناپذیر در شیرهای کاهش فشار

۸- سرد کردن بخار توسط تزریق آب به بخار سوپرهیت

مقادیر انرژی از دست رفته در جدول (۱-۴) آشکارا نشان می‌دهد که بویلر اصلی ترین جایگاه ناکارآمدی ترمودینامیکی است که در آن برگشت ناپذیری های واکنش شیمیایی،

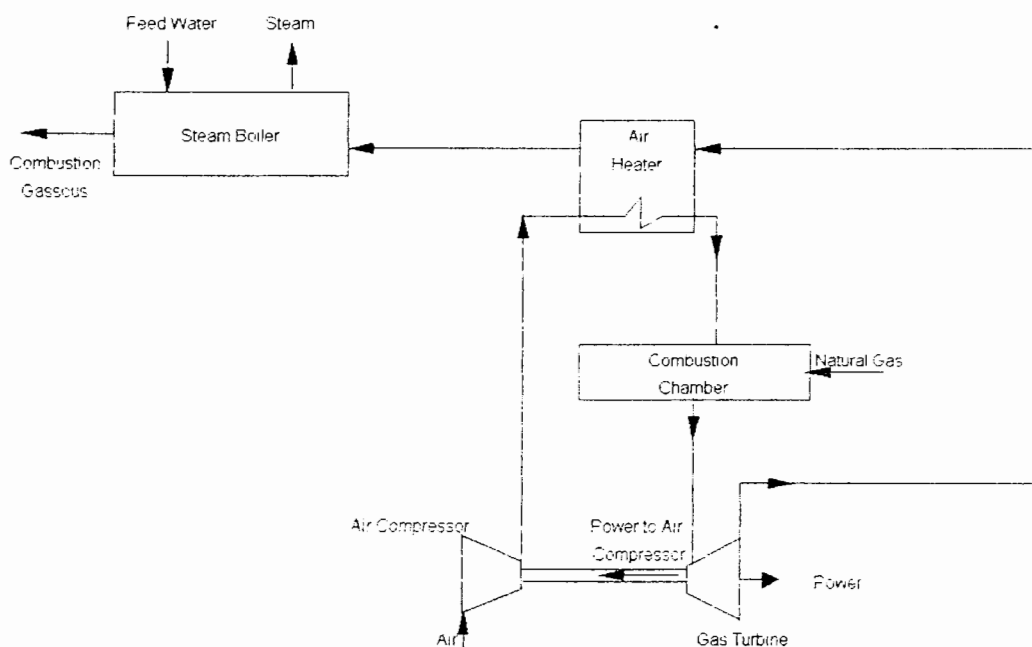
انتقال حرارت، تخلیه گاز به محیط و افت‌های اصطکاکی در آن روی می‌دهد، پس از بویلر و بافاصله زیاد توربین و سپس سایر اجزاء قرار دارند.

جدول (۴-۱) مقادیر انرژی از دست رفته

انرژی از دست رفته			
	درصد به سوخت	درصد از کل انرژی از دست رفته	
بویلر	63.44	86.31	MW 16.85
شبکه های انتقال	0.78	1.06	0.21
توربین	4.13	5.62	1.10
شیرهای انبساط	1.81	2.46	0.48
سرد کن های بخار	0.99	1.34	0.26
تانک آب تغذیه	0.1	0.14	0.03
سایر	2.26	3.07	0.6
جمع	73.5	100	19.53

۴-۲- راههای افزایش بازدهی انرژی:

استفاده از سیستم تولید همزمان در هر سیستمی که امکان پذیر باشد بوسیله ترکیب تولید توان همراه با تولید بخار برای فرایند می‌توان به سطح اقتصادی بهتر و بازدهی بهتری دست یافت. با استفاده از سیستم تولید همزمان که در آن از توربین گاز استفاده می‌شود و گازهای خروجی از توربین گاز برای تولید بخار استفاده می‌شود می‌توان به بازدهی حدود ۵۰ درصد دست یافت {مرجع ۶}. (شکل (۴-۱)). اما این سیستم، بیشتر در صنایعی می‌توان مورد استفاده قرار گیرد که نیاز به انرژی الکتریکی بیشتری نسبت به انرژی حرارتی داراست.



شکل (۴-۱) شمائی از یک حالت ساده سیستم تولید همزمان همراه با توربین گاز

چون واکنش شیمیایی یکی از منابع مهم ناکارآمدی ترمودینامیکی است، معمولاً یک عمل خوب، حداقل کردن استفاده از احتراق است اما در بسیاری از کاربردها استفاده از تجهیزات احتراق مانند بویلرها، غیر قابل پرهیز است. در چنین حالاتی، کاهش قابل توجهی در برگشت ناپذیری احتراق با استفاده از روشهای ساده و معمول قابل انتظار نمی باشد. یک راه مفید بهینه سازی از طریق مدل سازی احتراق می باشد که در قسمت دوم پروژه به آن پرداخته شده است ولی بهر جهت قسمت عمده نابودشدگی انرژی ایزوثری ایجاد شده در اثر احتراق، یک پیامد غیر قابل پرهیز می باشد اما در سیستمهای عملی احتراق می توان انرژی نابوده شده و از دست رفته را بصورت زیر کاهش داد .

- حداقل نمودن استفاده از هوای اضافی

- پیش گرم کردن واکنش دهنده ها (مواد شرکت کننده در احتراق)

- کاهش دمای گازهای دودکش

و نیز در مورد کل یک نیروگاه :

- برگشت دادن آب کندانس به بویلر یا به عبارت دیگر کاهش مصرف آب خام

- استفاده از بویلری با فشار و دمای بخار بالاتر

- استفاده از توربین بزرگتر به جای استفاده از چند دستگاه توربین کوچک

در اغلب اوقات فقط بخش کوچکی از ناکارآمدی را می‌توان در یک کوره یا محفظه احتراق یا نیروگاه با این روشها کاهش داد بنابراین پس از بکارگیری این تدابیر، بایستی کوشش برای گسترش توان ترمودینامیکی بر روی سایر اجزاء سیستم که برای بهسازی با روشهای معمول امکان‌پذیر هستند متمرکز گردند. نتیجه کلی آنکه :

از بعضی از افتها و نابودشدگی اگزرژی نمی‌توان پرهیز نمود در نتیجه تلاش بایستی بر آن دسته از افتها و نابودشدگی‌ها که قابل پرهیز هستند متمرکز گردند. از منابع دیگر و مهم ناکارآمدی انتقال حرارت می‌باشد که یک دستورالعمل کلی برای کاهش آن، پرهیز از انتقال حرارت غیر ضروری می‌باشد و تدابیر دیگر برای حالت‌های خاص بصورت زیر می‌باشند .

- هر چه دمای T که در آن انتقال حرارت روی می‌دهد بزرگتر باشد می‌باید دقت بیشتری برای پرهیز از تبادل حرارت مستقیم با محیط، آب خنک کننده یا یک جریان سرد مبذول داشت .

- کاهش اختلاف دما بین دو سیال در حال تبادل حرارت، بخصوص در دماهای پایین، اثر مناسبی بر کارایی سیستم دارد و بایستی مدنظر باشد .

- سعی شود که تبادل حرارت بین دو جریان طوری انجام شود که دمای نهایی یک جریان نزدیک به دمای اولیه سیال دیگر باشد .

- برگشت‌ناپذیری‌های وابسته به اصطکاک، انبساط خودبخودی و اختلاط، معمولاً در درجه دوم از اهمیت نسبت به احتراق و انتقال حرارت قرار دارند ولی نباید از آنها صرف‌نظر کرد. دستورالعمل‌های زیر به کاهش اتلاف اگزرژی منجر خواهند شد .

- طراحی صحیح شبکه‌های انتقال سیالات موجب کاهش افت اصطکاکی انتقال سیال میگردد .

- انبساط سیال بدون بازیابی کار را بایستی حداقل نموده و چنانچه نیاز به انبساط است در صورت امکان از بازیافت‌کننده‌های توان برای کاهش فشار استفاده شود. چنانچه محاسبات را برای حالتی انجام دهیم که بخار از توربین عبور نکرده و بجای آن کل بخار در شیر انبساط تا فشار $3/5$ بار منبسط شده و سپس تا دمای 143 درجه سانتیگراد سرد و در اختیار فرایند قرارگیرد، راندمان اگزرژی کل نیروگاه حدود 5% کاهش یافته و به مقدار $21/65$ تنزل می‌یابد. جدول (۴-۲) مقادیر اگزرژی از دست

رفته را برای این حالت نشان می‌دهد که اگر با جدول شماره (۴-۱) مقایسه شود، افزایش افت انرژی در شیر انبساط کاملاً محسوس است.

- هرچه دبی جریان بیشتر باشد، بایستی انرژی جریان را بطور موثرتری بکار گرفت.

- هرچه سقف دما پایین‌تر باشد، حداقل کردن نیروی اصطکاک مفیدتر است.

موارد فوق‌الذکر دارای هدف بهبود بکارگیری انرژی منابع در سیستمهای حرارتی بوسیله کاهش منابع ناکارآمدی ترمودینامیکی می‌باشند. لازم بذکر است که اهداف اصلی بهینه‌سازی سیستم حرارتی عمدتاً، توسعه سیستمهای کارا تر از دیدگاه اقتصادی هستند. لذا بررسی‌های اقتصادی در بکارگیری هر یک از موارد فوق بایستی در نظر باشند.

جدول (۴-۲) مقادیر انرژی از دست رفته

انرژی از دست رفته			
درصد از کل	درصد به	MW	
انرژی از دست رفته	سوخت		
80.83	63.44	16.85	بویلر
0.99	0.78	0.21	شبکه های انتقال
0.00	0.0	0.0	توربین
11.25	8.83	2.35	شیرهای انبساط
3.93	3.08	0.82	سرد کن های بخار
0.13	0.1	0.03	تانک آب تغذیه
2.88	2.26	0.6	سایر
100	78.49	20.85	جمع

۴-۲-۱- تاثیر کاهش دمای گازهای دودکش

اثر کاهش دمای گازهای خروجی دودکش در صورتیکه سایر شرایط مفروض در جدول (۲) - ثابت باشند محاسبه و در جدول (۴-۳) خلاصه شده است. مشاهده می‌شود که کاهش دمای گازهای احتراق از دمای 180°C تا دمای 120°C ، موجب افزایش راندمان انرژی بویلر به مقدار $1/3$ درصد، افزایش راندمان حرارتی بویلر به میزان ۳ درصد و افزایش راندمان انرژی کل نیروگاه به مقدار ۱ درصد می‌گردد علاوه بر این، مصرف سوخت به میزان $2/3$ درصد (88 متر مکعب در ساعت) کاهش می‌یابد. در واقع علاوه بر اینکه مقدار انرژی

ورودی به سیستم از طریق سوخت $3/3$ در صد کاهش یافته است، راندمان سیستم نیز بهبود یافته است. چنانچه نمودار تغییرات راندمان بویلر و نیروگاه را بر اساس جدول (۴ - ۳) در برابر تغییرات دما رسم نمائیم شکل (۴ - ۲) حاصل می شود.

۴-۲-۲- تاثیر درصد هوای اضافه

استفاده از مقدار زیاد یا کم هوا نسبت به مقدار بهینه باعث کاهش راندمان می گردد. در صورت استفاده از هوای کم، احتراق ناقص انجام شده و بخشی از انرژی سوخت به صورت آزاد نشده از سیستم خارج می شود. اثر استفاده بیش از مقدار لازم هوا، محاسبه و در جدول (۴ - ۴) ارائه شده است. در صورت افزایش از $\lambda = 1/21$ به $\lambda = 1/70$ اثر منفی بر راندمان انرژی بویلر به مقدار $1/1$ درصد و افزایش مصرف سوخت $2/7$ درصد نتیجه می گردد.

نمودار تغییرات راندمان بویلر و نیروگاه در برابر نسبت هوای اضافی مورد استفاده در شکل (۴ - ۳) ترسیم شده است.

۴-۲-۳- تاثیر کاهش مصرف آب خام

بخار خروجی توربین در سیستم مورد نظر، برای تأمین انرژی مصرف کننده های انرژی حرارتی در کارخانه مورد استفاده قرار می گیرد. برگرداندن آب های تقطیر حاصل جهت استفاده بویلر، ضمن کاهش نیاز به آماده سازی و فرآوری آب خام، باعث دارا بودن دمای بالا، اثرات مثبتی بر راندمان حرارتی، راندمان انرژی و مصرف سوخت سیستم دارد. جدول شماره (۴ - ۵) و شکل شماره (۴ - ۴) تأثیر برگشت این آبها و به عبارتی دیگر کاهش مصرف آب خام را نشان می دهند.

۴-۲-۴- تاثیر کاهش مقدار زیر آب

استفاده از آبی با کیفیت بهتر در بویلر، باعث کاهش مقدار زیر آب لازم می گردد و باتوجه به اینکه زیر آب از درام انجام می شود که دارای دما و فشار بالاست، کاهش مقدار آن باعث بهبود راندمان انرژی و حرارتی و کاهش مصرف سوخت می گردد. جدول شماره (۴ - ۶) و شکل شماره (۴ - ۵) تأثیر این بهبود را نشان می دهند.

جدول (۳-۴) تاثیر کاهش دمای گازهای خروجی دودکش

دمای گازهای دودکش C	درصد کاهش سوخت مصرفی	افزایش راندمان حرارتی بویلر %	افزایش راندمان اگزرژی بویلر %	افزایش راندمان اگزرژی نیروگاه %
180	0.00	0	0	0
170	-0.57	0.508	0.22	0.16
160	-1.14	1.018	0.43	0.32
150	-1.69	1.528	0.64	0.48
140	-2.24	2.028	0.84	0.64
130	-2.78	2.538	1.05	0.8
120	-3.31	3.038	1.26	0.95

جدول (۴-۴) تاثیر مقدار هوای اضافی بر راندمان احتراق

نسبت هوای اضافی مورد استفاده	درصد افزایش سوخت مصرفی	کاهش راندمان حرارتی بویلر %	کاهش راندمان اگزرژی بویلر %	کاهش راندمان اگزرژی نیروگاه %
21	0.00	0	0	0
30	0.57	-0.49	-0.2	-0.16
33	0.75	-0.66	-0.27	-0.21
35	0.88	-0.77	-0.32	-0.24
40	1.23	-1.05	-0.43	-0.33
45	1.52	-1.32	-0.55	-0.42
50	1.83	-1.6	-0.66	-0.51
55	2.16	-1.87	-0.78	-0.6
60	2.49	-2.15	-0.9	-0.68
65	2.82	-2.43	-1.01	-0.77
70	3.15	-2.7	-1.13	-0.86

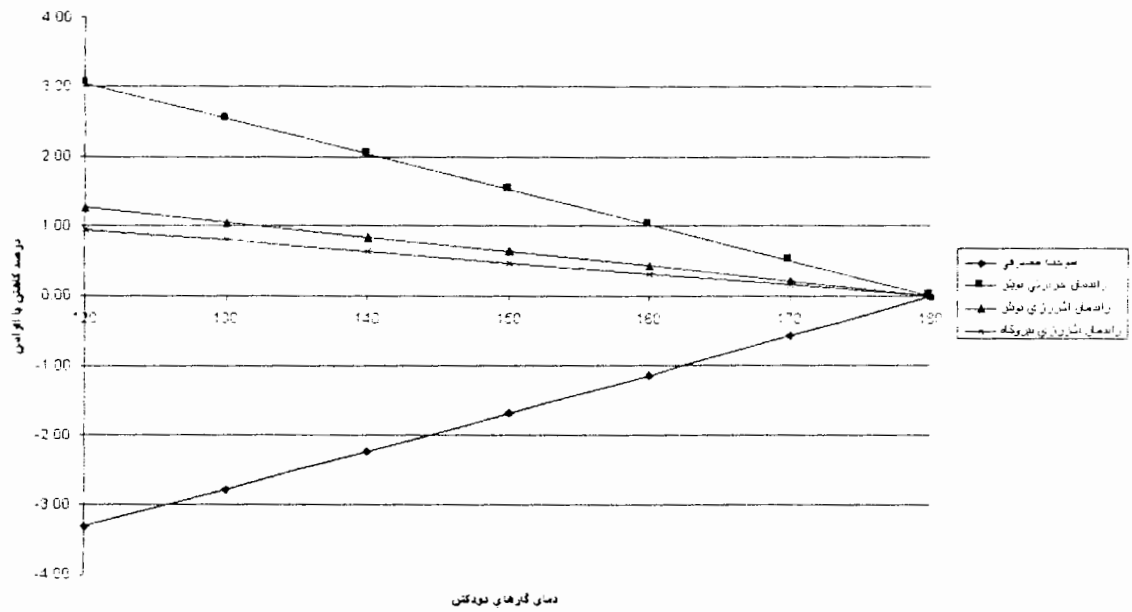
جدول (۴-۵) تاثیر برگشت آب تقطیر به بویلر

مقدار درصد آب خام مورد استفاده	درصد افزایش سوخت مصرفی	کاهش راندمان حرارتی بویلر %	کاهش راندمان انرژی بویلر %	کاهش راندمان انرژی نیروگاه %
0.00	0.00	0	0	0.00
27.23	3.68	-0.12	-0.76	-0.46
49.20	6.98	-0.22	-1.46	-0.90
66.14	9.52	-0.29	-2.06	-1.31
83.07	12.07	-0.36	-2.73	-1.79
100.00	14.61	-0.43	-3.46	-2.35

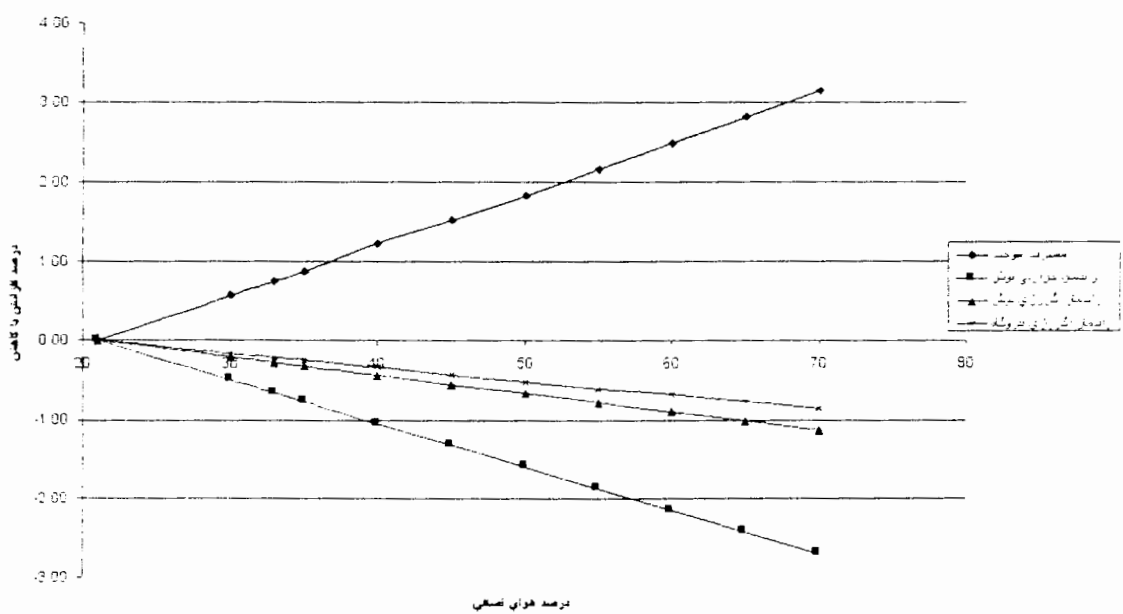
جدول (۴-۶) تاثیر کاهش مقدار زیرآب بر مصرف سوخت

مقدار زیرآب m ³ /h	درصد کاهش سوخت مصرفی	افزایش راندمان حرارتی بویلر %	افزایش راندمان انرژی بویلر %	افزایش راندمان انرژی نیروگاه %
2	0.00	0.00	0.00	0.00
1.4	-0.44	0.39	0.16	0.12
1.2	-0.58	0.52	0.21	0.16
1	-0.73	0.65	0.27	0.20
0.6	-1.02	0.91	0.37	0.28
0.3	-1.23	1.10	0.45	0.34
0	-1.46	1.30	0.53	0.41

شکل 4-2- تاثیر کاهش دمای گازهای نودکن



شکل 4-3- تاثیر هوای اضافی مورد استفاده



فصل پنجم

ارزیابی صحت محاسبات

۵-۱- نتایج ارائه شده در سایر منابع :

بالو (Baloh) {مرجع ۸} آورده است که در یک نیروگاه با سیستم تولید همزمان که بخار با فشار ۳۶ بار و دمای 385°C وارد توربین می‌شود و بخار خروجی توربین دارای فشار ۳/۲ بار و توان تولیدی توربوژنراتور ۳/۱۴ MW است، وقتی که بخار عبوری از توربین ۲۹/۶ تن در ساعت است اتلاف و نابود شدگی اگزرژی برای توربوژنراتور و شیر کاهش فشار و سردکن بخار به صورت زیر محاسبه گردیده است .

اگزرژی از دست رفته در توربوژنراتور ۸/۲٪

اگزرژی از دست رفته در شیر کاهش فشار ۴/۱٪

اگزرژی از دست رفته در سردکن بخار ۱/۸٪

جمع اگزرژی از دست رفته ۱۴٪

این مقدار معادل ۵/۲٪ نسبت به سوخت مصرفی می باشد .

بهر Bahr {مرجع ۸} مقادیر زیر را در تحلیل اگزرژی یک بویلر بدست آورده است .

اگزرژی نابود شده در اثر احتراق ۳۰٪

اگزرژی نابود شده در اثر انتقال حرارت ۲۵٪

اتلاف اگزرژی در اثر گازهای احتراق ۵٪

راندمان اگزرژی بویلر ۴۰٪

این مقادیر برای بویلر با مشخصات، بخار با فشار ۱۰۰ بار ، راندمان حرارتی ۹۰ درصد و دمای آب تغذیه 30°C می‌باشد بالو در {مرجع شماره ۸} برای یک نیروگاه تولید همزمان با راندمان حرارتی ۸۵ درصد برای بویلری با بخار تولیدی دارای دمای 400°C ، اگزرژی را ۳۶ درصد و آن را قابل افزایش تا مقدار ۴۰٪ با اتخاذ تدابیر و افزایش دمای بخار تا دمای 500°C محاسبه نموده است. از آنجائیکه در کارخانه‌هایی که از سیستم تولید همزمان برای تولید نیروی الکتریکی و بخار تولید می شود معمولاً آب تغذیه با دمای بالاتر از 100°C تولید می شود اثر مثبتی بر روی راندمان اگزرژی مشاهده می‌شود .

ماخ و لورتس {مرجع ۱۰} ارقام زیر را از منابع مختلف جمع آوری کرده اند.

آنها، برای یک نیروگاه صنعتی دارای بویلر و توربین بخار، که در بویلر، بخار با دمای 400°C و فشار $37/3\text{ bar}$ تولید و در توربین مقدار $4/03\text{ MW}$ برق تولید می شود ارقام زیر را ارائه کرده اند .

اگرژی از دست رفته در بویلر ۶۴٪

اگرژی دست رفته در توربین ۳٪

اگرژی دست رفته در شیر انبساط ۱/۵

اگرژی دست رفته در سردکن بخار ۰/۶۹

اگرژی دست رفته در شبکه در انتقال ۱/۲۹

جمع اگرژی از دست رفته ۷۰/۴۸

آنها راندمان اگرژی سیستم را برای چنین سیستمی حدود ۳۰ درصد برآورد نموده اند. همچنین آنها برای سیستمی مشابه ولی در صورتیکه بویلر، بخاری را با فشار 83 bar برای توربین تامین نماید راندمان اگرژی را برابر ۳۴/۴ درصد ارائه نموده اند .

۵-۲- مقایسه نتایج حاصل از محاسبات با نتایج ارائه شده در سایر منابع :

از مقایسه نتایج حاصل از محاسبات انجام شده با ارقام ارائه شده در محاسبات صحت انجام محاسبات روشن می گردد. این نتایج در جدول زیر خلاصه شده است .

پروژه	ماخ	بهر	بالو	
۶۳/۴۲	۶۴	۶۰		اگرژی از دست رفته در بویلر
۴/۱۴	۳		۳/۰۵	اگرژی از دست رفته توربین
۱/۸۱	۱/۵		۱/۵۲	اگرژی از دست رفته شیر انبساط
۱	۰/۶۹		۰/۶۳	اگرژی از دست رفته سردکن بخار
۰/۸	۱/۲۹			اگرژی از دست رفته شبکه های انتقال
۲/۳۳				اگرژی از دست رفته - سایر
۲۶/۵	۲۹/۵۲		۳۶	راندمان اگرژی

اختلاف مشاهده شده در مقادیر فوق بیشتر به دلیل، تفاوت شرایط دما و فشار بخار تولیدی در بویلر و مشخصات بخار خروجی توربین و دمای آب تغذیه می‌باشند، همچنین ارقام ارائه شده فوق مربوط به کشورهای اروپاست که از سطح تکنولوژی بالاتر برخوردار بوده و اختلاف مثبت ولی اندک فوق برای راندها اگزورژی قابل پیش‌بینی هستند .

فصل ششم - مدل سازی احتراق کوره بویلر

۶- تئوری محاسبات :

۶-۱- مقدمه :

در طول دو دهه گذشته گامهای بلندی در کاربرد دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) در احتراق برداشته شده است. به دلیل رواج و دسترسی به توان محاسباتی کامپیوتری که امروزه دیگر گران نیز نمی باشند، از CFD برای آنالیز کاربردهای گوناگونی نظیر بویلرها، کوره‌ها، بسترهای شناور، محفظه‌های احتراق توربین گاز و... استفاده می‌شود و به طور افزایشی تمایل به شبیه‌سازی هندسه‌های پیچیده‌تر و با ابعاد بزرگ و واقعی وجود دارد. روشهای مش - بی سازمان در CFD در تسهیل این گسترش نقش مرکزی را بازی می‌کنند. شبکه‌های بی سازمان زمان تولید شبکه را به شدت کاهش داده‌اند و همراه با روشهای حل سازگاری که امروزه ارائه شده است نوید کاهش عظیم زمان فرایندهای شبیه‌سازی را می‌دهند.

با این همه شبیه‌سازی پدیده احتراق صنعتی، چندین مشکل را برای هر روش CFD بوجود می‌آورد. مسائل احتراق صنعتی نه تنها شامل هندسه‌های پیچیده بوده بلکه دارای فیزیک دشواری نیز می‌باشند. تقریباً تمام جریان‌های احتراق صنعتی دارای اهمیت، توربلنت بوده و اثرات متقابل توربلنس و شیمی همچنان به عنوان یک چالش تحقیقاتی دیرپا باقی مانده است. شبیه‌سازی احتراق صنعتی، تقریباً همیشه، یک انتقال حرارت چند نوعی است که محصولات احتراق نظیر دی اکسید کربن و بخار آب و همچنین ذرات جامد نظیر دوده، باعث اهمیت یافتن وابستگی صدور و تفرق به طول موج می‌گردند.

در دهه اخیر، چندین نوع شبکه بی سازمان برای احتراق صنعتی پدید آمد. این‌ها شامل روشهای المان محدود، حجم محدود و روشهای حجم کنترل با مبنای المان محدود هستند. در این پروژه تمرکز بر روی روش اخیر یعنی حجم کنترل می‌باشد.

۶-۲) معادلات حاکم :

شبیه‌سازی احتراق صنعتی، شامل حل جریان‌های توربلنت همراه با انتقال حرارت، ترابری ذرات و واکنش شیمیایی است.

در حال حاضر این روش برای حل اصول احتراق و مسائل هوا فضا با بکارگیری ابر رایانه‌ها در پروژه‌هائی که پذیرش این هزینه قابل توجیه است مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۲-۲-۶- معادلات RANS:

در یک جریان از نظر آماری پایدار، هر متغیر را می‌توان به صورت مجموع یک مقدار میانگین زمانی و یک انحراف در اطراف مقدار میانگین نوشت

$$\Phi(x_i, t) = \bar{\Phi}(x_i) + \Phi'(x_i, t) \quad (۱-۶)$$

$$\bar{\Phi}(x_i, t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \Phi(x_i, t) dt \quad (۲-۶)$$

که t معرف زمان و T فاصله زمانی متوسط گیری است این بایستی در مقایسه با فاصله زمانی مشخصه انحرافات بزرگ باشد. بنابراین علاقمندیم که حد T در بی نهایت باشد اگر T به قدر کافی بزرگ باشد Φ مستقل از زمان آغاز میانگین گیری است.

$$\bar{\Phi}(x_i, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \Phi_n(x_i, t) \quad (۳-۶)$$

که N تعداد اعضاء مجموعه (یک مجموعه فرضی از جریان‌ها که در همه آنها متغیرهای قابل کنترل یکسان هستند) که بایستی بقدر کافی بزرگ باشد تا اثرات نوسانات را حذف نماید. این نوع از متوسط گیری می‌تواند برای هر نوع جریانی مورد استفاده قرار گیرد. چنانچه هر کدام از پروسس‌های میانگین فوق را استفاده نمائیم واژه میانگین رینولدز برای آن بکار می‌رود و نتیجه بکارگیری آن برای معادلات ناویراستوکس، عبارت از معادلات (RANS) Reynolds Averaged Navier Stokes Equations می‌باشد.

واضح است $\bar{\Phi} = 0$ ، بنابراین متوسط گیری هر جمله خطی در معادلات، به سادگی برابر همان مقدار متوسط گیری شده است. برای یک جمله غیر خطی درجه دو، ما دو جمله بدست خواهیم آورد که حاصلضرب میانگین و کوواریانس می‌باشد.

$$\overline{u_i \Phi} = \overline{(\bar{u}_i + u'_i) * (\bar{\Phi} + \Phi')} = \bar{u}_i \bar{\Phi} + \overline{u'_i \Phi'} \quad (۴-۶)$$

ترم آخر در صورتی صفر است که دو کمیت همبسته نباشند و این حالت به ندرت در جریان‌های توربولنسی روی می‌دهد و به عنوان یک نتیجه معادلات پایانی شامل جملاتی نظیر $\rho \overline{u'_i u'_j}$ که

تنش رینولدز نامیده می‌شوند و یا جملاتی نظیر $\overline{\rho u'_i \phi_i}$ به عنوان شار اسکالر توربولنسی، همراه با سایر جملات خواهد شد.

با این توضیحات، میانگین رینولدز معادله پیوستگی برای فاز گازی عبارتست از :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho V) = S_m \quad (5-6)$$

که t زمان، ρ دانسیته میانگین رینولدز مخلوط، V بردار سرعت میانگین رینولدز و S_m معرف چشمه‌های جرم خارجی، می‌باشد مانند اثرات انتقال جرم حاصل از فاز توزیع شده نظیر قطرات اسپری شده که در این جمله لحاظ شده است.

معادله میانگین رینولدز فاز گاز مومنتوم به صورت زیر می‌باشد :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \nabla \cdot (\rho V V) = \nabla \cdot ((\mu + \mu_t) \nabla V) + F \quad (6-6)$$

که μ_t عبارت از ویسکوزیته توربولنسی و از مدل توربولنس حاصل می‌شود. F شامل آن قسمت از جمله تنش است که به طور جداگانه نشان داده نشده است و همچنین شامل سایر چشمه‌های مومنتوم مانند دراگ ناشی از فاز توزیع شده (اسپری شده) می‌باشد.

معادلات بقای میانگین رینولدز برای جزء جرمی m_i از سازنده (جزء) i را می‌توان بدینصورت نوشت :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m_i) + \nabla \cdot (\rho V m_i) = \nabla \cdot \left[\left(\rho D + \frac{\mu_t}{\sigma_m} \right) \nabla m_i \right] + R_i \quad (7-6)$$

که D عبارت از ضریب نفوذ سازنده i در مخلوط و σ_m عدد اشمیت توربولنسی است. برای جریان‌های واکنشی توربولنت گاهی از مدل اتلاف ادی Magnussen and Hjertager که شامل حل معادلات ترابری سازنده‌ها از نوع معادله فوق، همراه با جمله سرعت واکنش R_i که به عنوان کمینه نرخ آرنیوس که از اختلاط توربولنس بدست آمده و محاسبه می‌شود، استفاده می‌گردد.

معادله حاکم بر انتقال حرارت، معادله بقای انرژی است.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho V E) = \nabla \cdot ((k + k_t) \nabla T) + \nabla \cdot (\tau V) - \nabla \cdot (p V) + S_\tau + S_h \quad (8-6)$$

که k هدایت گرمایی، k_t هدایت گرمایی توربولنسی ناشی از مدل توربولنس، T تانسور تنش، p فشار و E انرژی کل با تقریب زیر است.

$$E = e(T) + \frac{V.V}{2} \quad (9-6)$$

که e انرژی داخلی بر واحد جرم است. جمله واقع در سمت چپ معادله (۶-۳)، تکامل زمانی و انتقال جابجایی انرژی کل را توصیف می‌کند. نخستین سه جمله واقع در سمت راست به ترتیب معرف انتقال رسانایی، اتلاف ویسکوز و کار فشار می‌باشند. S_r منبع حرارتی تشعشعی است. در معادله انرژی، جمله واکنش شیمیایی (S_h) لحاظ شده است که همچنین شامل همه منابع حرارتی حجمی دیگر نیز می‌شود (مانند آنچه از هر فاز توزیع شده یا اسپری شده حاصل می‌گردد).

حضور جملات تنش‌های رینولدز و شاراسکار توربولنسی در معادلات پایائی بر این معنی است که معادلات بسته نیستند یعنی اینکه دارای تعداد متغیرهای بیشتری نسبت به تعداد معادلات هستند. کامل کردن دستگاه معادلات نیاز به چند تقریب دارد که معمولاً از تنسور تنش رینولدز و شاراسکار توربولنسی به صورت جملات مقادیر میانگین کمک گرفته می‌شود.

امکان پذیر است که معادلاتی را برای همبستگی‌های با درجه بالاتر، مثلاً برای تنسور تنش رینولدز بدست آورد ولی این عمل موجب ظهور همبسته‌های مجهول بیشتر و با درجه بالاتر می‌گردد که خود نیاز به مدل‌های تقریبی دارند. این معاملات بعداً ارائه می‌شوند. اما نکته مهم این است غیر ممکن است یک مجموعه بسته از معاملات دقیق بدست آورد. تقریب‌های معرفی شده برای بستن معاملات، مدل سازی تور بولنس نامیده می‌شود.

۶-۲-۱- متوسط گیری بروش فاوور:

چنانکه ذکر شد مقدار تابع q را می‌توان به دو بخش، متوسط تابع و انحرافات تابع تقسیم کرد که متوسط انحرافات تابع صفر است.

$$q(\bar{r}, t) = \bar{q}(\bar{r}, t) + q'(\bar{r}, t) \quad , \quad \bar{q}' = 0 \quad (10-6)$$

با توجه به این که در فرایندهای احتراق تغییرات وسیع چگالی رخ می‌دهد، بنا بر این مفید است که متوسط دیگری را معرفی کنیم، یعنی متوسط فاوور (که همچنین متوسط وزنی چگالی جرم نامیده می‌شود) که آن برای خاصیت اختیاری q ، به صورت زیر داه می‌شود:

$$\tilde{q} = \frac{\bar{\rho q}}{\bar{\rho}} \quad \text{یا} \quad \bar{\rho \tilde{q}} = \bar{\rho q} \quad (11-6)$$

مانند آنچه که در فوق عمل شد، هر خاصیت q رami توان به دو بخش مقدار متوسط و افت و خیز آن تقسیم کرد:

$$q(\bar{r}, t) = \tilde{q}(\bar{r}, t) + q''(\bar{r}, t) \quad (12-6)$$

و نتیجه برای متوسط افت و خیز فاو (که با دو آپوسطرف شخص می شود) خواهد بود:

$$\overline{\rho q''} = 0 \quad (13-6)$$

ترکیب کردن روابط فوق منتج به رابطه زیر می شود که به ما اجازه محاسبه متوسط فاو را از متوسط متغیر q می دهد:

$$\tilde{q} = \frac{\overline{\rho q}}{\bar{\rho}} = \frac{\overline{(\bar{\rho} + \rho')(q + q')}}{\bar{\rho}} = \frac{\overline{\rho q} + \overline{\rho' q'}}{\bar{\rho}} \quad \text{یا} \quad (14-6)$$

$$\tilde{q} = \bar{q} + \frac{\overline{\rho' q'}}{\bar{\rho}}$$

اما همبستگی $\overline{\rho' q'}$ مربوط به افت و خیز چگالی جرم با افت و خیز متغیر q باید معلوم شود. مطلوب این است که همبستگی از یک معادله پایستگی یا از معادله ای که به طور تجربی بدست آمده باشد، محاسبه شود.

در زیر روابط اضافی برای متوسط ها بدست می آید

$$\overline{q^2} = \overline{(q + q')(q + q')} = \overline{q^2} + \overline{q q'} + \overline{q' q} + \overline{q'^2} = \overline{q^2} + 2\overline{q q'} + \overline{q'^2} \quad \text{یا} \quad (15-6)$$

$$\overline{q'^2} = \overline{q^2} + \overline{q'^2}$$

متوسط وزنی چگالی جرم مربوط به همبستگی بین دو متغیر u و v طبق روابط زیر می توان محاسبه شود:

$$\begin{aligned} \overline{\rho uv} &= \overline{(\bar{\rho} + \rho')(u + u')(v + v')} \\ &= \overline{\rho uv} + \overline{\rho uv'} + \overline{\rho' u' v} + \overline{\rho' u v} + \overline{\rho' u' v'} + \overline{\rho' u v'} + \overline{\rho' u' v'} \\ &= \overline{\rho uv} + \overline{\rho u' v'} + \overline{u \rho' v'} + \overline{v \rho' u'} + \overline{\rho' u' v'} \end{aligned} \quad (16-6)$$

به همین ترتیب با تقسیم کردن به دو بخش متوسط فاو و افت و خیز فاو، نتیجه می شود:

$$\overline{\rho uv} = \overline{\rho u \tilde{v}} + \overline{\rho u' v'} \quad (17-6)$$

مقایسه روابط فوق نشان می دهد که اگر متوسط گیری فاوور استفاده شود، امکان فرمول بندی بسیار فشرده تر ، با همبستگیهای (مجهول) کمتر وجود دارد. این دلیل اصلی برای استفاده از متوسط از متوسط فاوور است .

۶-۲-۲-۲- معادلات پایایی متوسط گیری شده فاوور :

معادلات ناویر - استوکس که قبلا ارائه شد ، اجازه شبیه سازی جریانهای واکنش کننده را می دهد. اگر فقط به مقادیر متوسط جریان علاقمند باشیم و علاقه ای به افت و خیز های جریان نداشته باشیم ، می توانیم معادلات پایستگی متوسط - رینولدز را از معادلات ناویر - استوکس، با استفاده از روشهای به دست آوریم (به عنوان مثال Libby and Williams 1980,1994 را ببینید).

برای پایستگی جرم بعد از متوسط گیری به کمک روابط فوق رابطه نسبتا ساده زیر به دست می آید:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u}) = 0 \quad (18-6)$$

به همان طریق برای پایستگی جرمهای گونه ها با استفاده از تقریب $\bar{J}_i = -D_i \rho \text{grad} w_i$ به دست می آید:

$$\frac{\partial (\rho \bar{W}_i)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} \bar{w}_i) + \text{div}(-\rho \bar{u}'' w_i'') M_i \omega_i \quad (19-6)$$

که در آن ω_i سرعت واکنش شیمیایی است . بطور مشابه پایستگی اندازه حرکت برای متوسط گیری فاوور بدین صورت خواهد شد:

$$\frac{\partial (\rho \bar{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} * \bar{u}) + \text{div}(-\rho \bar{u}'' \bar{u}) \rho \bar{g} \quad (20-6)$$

و برای معادله پایستگی انرژی با استفاده از تقریب $\bar{J}_T = -\lambda \text{grad } T$ به دست می آید:

$$\frac{\partial (\rho \bar{h})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} \bar{h}) + \text{div}(-\lambda \text{grad } T + \rho u'' \bar{h}) = q_r \quad (21-6)$$

۶-۳- مدل های تور بولانس :

برای بستن معادلات RANS بایستی یک مدل توربولانس ارائه کنیم. در جریان آرام، اتلاف انرژی، انتقال جرم، مومنتوم و انرژی، در جهت عمود بر خطوط جریان توسط ویسکوزیته پخش می شود. از

اینرو طبیعی است که فرض شود، اثرات توربولنس به صورت افزایش ویسکوزیته آشکار گردد این فرض منجر به مدل ویسکوزیته ادی (هیپوتز Boussinesq) شده است.

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (22-6)$$

$$-\overline{\rho u'_j \Phi'} = \Gamma_t \frac{\partial \bar{\Phi}}{\partial x_j} \quad (23-6)$$

که در معادله (22-6) ، k انرژی جنبشی توربولنسی است.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'_x u'_x} + \overline{u'_y u'_y} + \overline{u'_z u'_z}) \quad (24-6)$$

$\nu_t = \mu_t / \rho$ ویسکوزیته سینماتیک توربولنس و Γ_t قابلیت پخش توربولنت است که اینها خواص سیال نبوده و به وضعیت جریان وابسته می باشند. Γ_t ارتباط نزدیکی با ν_t داشته و در بسیاری از مدلها برابر $\Gamma_t = \frac{\nu_t}{\sigma_t} = 1$ فرض می شود. بدین ترتیب مشاهده می شود که مشکل اساسی معادلات RANS تغییر کرده و به صورت تعیین توزیع $\nu_t = \mu_t / \rho$ (ویسکوزیته سینماتیک توربولنسی یا ضریب تبادل توربولنس) درآمده است.

هر چند که هیپوتز ویسکوزیته ادی در جزئیات صحیح نمی باشند ولی هم ساده بوده و هم چنانچه با دقت و برای شرایط مناسبی استفاده گردد می تواند نتایج خوبی را برای جریان های زیادی بدنبال داشته باشد {مرجع شماره ۱۵} .

مدل های زیادی برای تعیین ν_t ارائه شده اند که مهمترین آنها به صورت زیر هستند :

۶-۳-۱- مدل های ویسکوزیته ادی :

مدلهایی که برای تعیین ν_t از عبارات جبری و نه معادله استفاده می کنند مدل های صفر معادله ای نامیده می شوند که مدل طول آمیختگی پرانتل مثالی از این مدل می باشد. این مدل وقتی که انتقال پخش یا همرفتی توربولنس مهم هستند مناسب نیست. به طور کلی این مدل در جریان های ساده کاربرد داشته و در جریان های با پیچیدگی بیشتر دارای استفاده کمی است. این مدل در نرم افزار Fluent6 وجود ندارد.

مدلهای توربولنسی ابداع شده‌اند که انتقال کمیت‌های توربولنسی را با حل کردن معادلات دیفرانسیل انتقالی برای آنها منظور می‌نمایند.

در ساده‌ترین شرح، توربولنس را می‌توان توسط دو پارامتر توصیف کرد، یک سرعت مبنا و یک مقیاس طول L . آنالیز ابعادی نشان می‌دهد که $v_t = C_\mu qL$ که C_μ یک ثابت بدون بعد است. در مدل‌های یک معادله‌ای، سرعت مبنا از یک معادله دیفرانسیل جزئی اضافی مانند انرژی جنبشی توربولنس $q = \sqrt{k}$ بدست می‌آید. مدل Spalrat-Allmaras چنین مدلی می‌باشد. این مدل برای کاربردهای هوا فضا در جریان‌های نزدیک دیواره و توربوماشینها دارای دقت خوبی بوده ولی در مسایل احتراق کاربردی ندارد و در واقع مدلی برای رینولدزهای کم می‌باشد. این مدل در Fluent6 موجود می‌باشد.

در این مدل هنوز مقیاس طول L از به کار بردن معادلات جبری همانند معادلات صفر معادله‌ای تعیین می‌شود. و این یک مشکل اصلی این مدل در جریان‌های پیچیده می‌باشد. کاربرد مدل‌های تک معادله‌ای عمدتاً محدود به لایه‌های برشی می‌شوند زیرا تعیین تجربی توزیع طول مبنا L در جریان‌های پیچیده تر مشکل است. این وجه از این مدل یعنی ضرورت تهیه یک معادله جبری برای مقیاس طول رضایت بخش نیست و بنابر این منطقی است که یک معادله دیفرانسیل نیز برای مقیاس طول، مشابه آنچه برای k در نظر گرفته شد، مورد استفاده قرار گیرد.

مدل‌های دو معادله‌ای، از یک معادله طول مبنا همراه با یک معادله برای k استفاده می‌کنند. یک معادله برای مقیاس طول الزاماً نباید به عنوان یک متغیر وابسته باشد بلکه هر ترکیبی از فرم $z = k^m L^n$ کفایت خواهد کرد، زیرا k را از معادله انرژی جنبشی می‌توان بدست آورد. در واقع، اکثر معادله‌هایی که تاکنون مطرح شده‌اند از L به عنوان یک متغیر استفاده نمی‌کنند. ارقام مختلفی برای m و n توسط محققین مختلف ارائه شده است ولی در حالت $z = \varepsilon = k^{3/2} / L$ نتایج بهتری حاصل شده است و بهمین دلیل معادلات ε نسبت به سایر معادله‌های مقیاس طول، به میزان بسیار زیادی مقبولیت بیشتری یافته‌اند. در این پروژه از مدل $k - \varepsilon$ که شامل حل معادلات انتقال زیر، معادله انرژی جنبشی توربولنت و معادله اتلاف ε می‌باشد، استفاده گردیده است.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left(\frac{(\mu + \mu_t)}{\sigma_k} \nabla k \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (۶-۲۵)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho V \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\frac{(\mu + \mu_t)}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (26-6)$$

که G_k جمله تولید توربلنس، σ_ε و σ_k اعداد پراوتل توربلنس و $C_{1\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ ثابت های مدل می باشند. پایداری، اقتصاد و دقت مناسب این مدل برای بازه گسترده ای از جریان های توربلنس، باعث عمومیت یافتن آن در همانندسازی جریان های صنعتی و انتقال حرارت گردیده است. این روش همچنین توانائی خود را در مدل کردن توربلنس جریان های احتراقی نشان داده است.

از آنجائیکه نقاط قوت و ضعف مدل $k-\varepsilon$ استاندارد کاملاً شناخته شده است، اصلاحاتی برای گسترش بازه کاری و افزایش دقت آن انجام شده است. مدل های $k-\varepsilon$ RNG و Realizable $k-\varepsilon$ از این دسته می باشند که برای پوشش نقاط ضعف مدل استاندارد در پیشگویی جریان های خیلی چرخشی و لایه های مرزی تحت گرادیان فشار معکوس شدید و جدائی ارائه شده اند {مرجع شماره ۱۴}.

۶-۳-۲- مدل تنش رینولدز (Reynolds Stress Model):

پیچیده ترین مدل توربلنسی که نرم افزار تهیه دیده است مدل تنش رینولدز (RSM) می باشد. این مدل هیپوترز و اسکوزیته ادی را ترک گفته و دستگاه معادلات را (دستگاه میانگین رینولدز معادلات ناویر استوکس) توسط حل معادلات انتقال برای تنش های رینولدز همراه با یک معادله برای نرخ اتلاف کامل می کند. یعنی که چهار معادله انتقال در حالت دو بعدی و هفت معادله در جریان های سه بعدی، اضافه بر معادلات قبلی بایستی حل شوند که طبیعتاً به زمان بیشتر و پردازشگر قویتری نیاز می باشد.

چون مدل تنش رینولدز (RSM) اثرات انحنائ خط جریان، چرخش، پیچش و تغییرات سریع نرخ کرنش را به روش درستی به حساب می آورد، دارای پتانسیل قویتری برای پیشگویی جریان های پیچیده نسبت به روشهای قبلی می باشد.

در این روش هم لازم است تا با در نظر گرفتن فرضیاتی بعضی از جملات ظاهر شده در معادلات حاصل را مدل کرد که این فرضیات صحت پیشگویی مدل تنش رینولدز (RSM) را محدود می نماید. در نتیجه ممکن است که همیشه و در همه رده های جریان نتوان نتایجی را که آشکارا بهتر از مدلهای ساده تر است را بدست آورد تا هزینه های اضافی محاسبات را توجیه نماید. در حالیکه شکی نیست که مدل های تنش رینولدز دارای پتانسیل بزرگتری برای معرفی پدیده جریان توربولنسی بوده و

صحیح تر از مدل های دو معادله ای هستند، موفقیت آنها تاکنون در حد میانه ای بوده است. برای بعضی از جریان ها که در آن مدل های $k-\varepsilon$ نتایج بدی بدست میدهند مانند جریان های چرخشی Swirling، جریان های با خم زیاد و با جدایی از سطوح خمیده و ... نتایج بسیار خوبی حاصل شده است در حالیکه در بعضی از جریان ها توان آنها، اصلاً بهتر از $k-\varepsilon$ نمی باشد {مرجع شماره ۱۵}. با عنایت به همه مزایا و معایب فوق و دسترسی به رایانه های شخصی با قدرت متوسط، برای مدل سازی جریان توربولنس در این پروژه از مدل $k-\varepsilon$ استفاده شده است.

۴-۶- انتقال حرارت تشعشعی :

معمولاً محیط های احتراقی همراه با صدور، جذب، تفرق و تشعشع می باشند. هنگامیکه یک پرتو نور از چنین محیطی در جهت s عبور کند، بخشی از انرژی آن به دلیل جذب و تفرق به بیرون از مسیر، تحلیل می رود، اما در همان زمان توسط تفرق هائیکه از سایر جهات وارد این جهت می شوند و همچنین بوسیله صدور تقویت می گردند. معادله انتقال برای تشعشع تابعی از جهت، طول موج یا عدد موج، خواص تشعشعی و مکان می باشد. در غیاب تأثیرات متقابل توربولنس-تشعشع، می توان معادله انتقال حرارت تشعشعی (RTE) را برای یک محیط خاکستری جذب کننده، صادر کننده و پخش کننده در جهت s بدین صورت نوشت:

$$\nabla \cdot (I(s)s) = -(\kappa + \sigma_s)I(s) + B(s) \quad (۲۷-۶)$$

$$B(s) = \kappa I_B + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_{4\pi} I(s') \phi(s', s) d\Omega' \quad (۲۸-۶)$$

$I(s)$ شدت تابش در جهت s ، κ ضریب جذب، σ_s ضریب تفرق، I_B شدت جسم سیاه و ϕ تابع فاز تفرق هستند. جمله چشمه تشعشعی S_r در معادله انرژی توسط رابطه زیر داده شده است.

$$S_r = \kappa \int_{4\pi} [I(s) - I_B] d\Omega \quad (۲۹-۶)$$

حل کامل این معادله بسیار مشکل است و به هندسه های یک بعدی محدود می شود. حتی در این حالت نیز فرض می شود که محیط خاکستری با خواص ثابت، دما ثابت یا در تعادل تشعشعی و در صورت وجود تفرق، ایزوتروپیک باشد. چون کاربرد این راهکار کاملاً محدود است، اغلب کوشش ها بر

یافتن روشهای حل تقریبی متمرکز شده است. که روشهای زیر بیشتر از سایر روشها مورد استفاده قرار می گیرند.

۶-۴-۱- روش زونال (Zonal Method) :

در این روش حجم محصور به بخش های دما ثابت تقسیم می شود و برای هر بخش حجمی یک تراز حجمی تنظیم می شود تا یک دستگاه معادله همزمان تولید شود. این دستگاه می تواند برای بدست آوردن توزیع دمایی گاز و شارهای تشعشعی مجهول یا دما در مرزها حل شود.

۶-۴-۲- روش مونته کارلو (Monte Carlo Method) :

این مدل بر اساس دنبال کردن تعداد معدودی از دسته های انرژی از طریق مسیر انتقال آن می باشد. رفتار تشعشعی سیستم از طریق متوسط گیری رفتار این دسته ها تعیین می شود. روش مونته کارلو همانطوریکه از نام آن پیدا ست یک روش آماری است. به دلیل طبیعت آماری آن، سازگار کردن آن با سایر محاسبات مشکل است. اما این روش، تنها روشی است که می توان خواص تشعشعی (رفتار غیر خاکستری و خواص جهتی غیر ایده آل) را منظور نمود.

۶-۴-۳- روش جهات منقطع (Discrete Ordinate) :

این روش که بطور خلاصه روش DO یا تقریب S_N نامیده می شود بر مبنای یک الگوی منقطع از تغییرات جهتی شدت تشعشعی است. یک حل برای مسئله انتقال بوسیله حل معادلات انتقال برای مجموعه ای از جهات منقطع برای پوشش کل محدوده زاویه صلب 4π بدست می آید. روش DO در واقع یک اختلاف محدود از وابستگی جهتی معادله انتقال است و انتگرالها روی یک زاویه صلب بصورت مربعی عددی تقریب زده میشود.

۶-۴-۴- روش انتقال منقطع (Discrete Transfer) :

این روش (DTRM) دارای مزایای زیادی میباشد، نسبتا ساده بوده و برای بازه بزرگی از ضخامت نوری بکار میرود و دقت آن با افزایش تعداد پرتوها افزایش می یابد. این روش وجوه روشهای مونته کارلو، زونال و DO را با هم ترکیب می نماید. اما اثرات تفرق را شامل نمی شود و نیز مسائل حل شده با تعداد زیاد پرتو نیاز به پردازشگرهای پر قدرت دارد.

۶-۴-۵- روش های هارمونیک کروی (Sphrical Harmonics) :

احتراق هیدروکربن ها، چنانچه بعد مشخصه طولی محفظه بزرگتر از یک متر باشد، ضخامت نوری نیز بزرگتر از یک خواهد شد. لذا در این پروژه از مدل P1 جهت مدل سازی تشعشع استفاده شده است.

۶-۵- مدل سازی احتراق گازی در Fluent :

نرم افزار 6-Fluent دو روش را برای مدل سازی احتراق گازی غیر پیش آمیخته به شرح زیر فراهم کرده است :

۶-۵-۱- فرمولاسیون سرعت محدود عمومیت یافته (Generalized Finite Rate) :

این رهیافت بر مبنای حل معادلات انتقال گونه ها برای غلظت واکنش دهنده ها و محصولات احتراق با مکانیسم واکنشی که توسط کاربر تعریف می شود می باشد. سرعت های واکنشی که به عنوان جمله منبع در معادلات انتقال گونه موجود هستند از معادله سرعت آرنیوس و یا با استفاده از مفهوم اتلاف ادی ارائه شده بوسیله Magnussen و Hjertager محاسبه می شوند.

مدل های این نوع برای پیش گوئی بازه گسترده ای از کاربردها شامل سیستم های واکنش آرام و توربولنسی و سیستم های احتراقی شامل شعله های پیش آمیخته و پخشی و همینطور برای جریان های در حال واکنش پیش آمیخته جزئی مناسب می باشند.

۶-۵-۲- رهیافت مدل سازی کسر مخلوط (بر مبنای PDF) :

در این روش، معادلات انتقال برای گونه های منفرد حل نمی شود بلکه معادلات انتقال برای یک یا دو متغیر اسکالر پایا (کسرهای مخلوط) نوشته و حل می گردد و غلظت سازنده های منفرد مورد نظر از توزیع پیش بینی شده برای کسر مخلوط استخراج میگردد. مکانیسم های واکنش که ممکن است ناشناخته و بسیار پیچیده باشند بر خلاف روش قبل بطور جداگانه توسط کاربر معرفی نمیشوند ولی در عوض برای سیستم در حال واکنش یکی از سه رفتار زیر در نظر گرفته می شود.

(۱) شیمی بی نهایت سریع (Infinitely Fast Chemistry)

(۲) محاسبات تعادل شیمیائی (Chemical Equilibrium Calculations)

(۳) محاسبات غیر تعادلی (Nonequilibrium Calculations)

در نهایت اثرات متقابل توربلنس و شیمی توسط یک تابع احتمال چگالی یا PDF به حساب آورده می شود.

رهیافت مدل سازی کسر مخلوط بر مبنای PDF اختصاصا برای همانند سازی شعله های پخشی توربلنت و فرایندهای واکنشی مشابهی که در آن کنترل کننده سرعت پیشرفت واکنش، اختلاط توربلنسی است، ابداع شده است. برای چنین سیستم هائی شیوه PDF مزایای متعددی را نسبت به روش سرعت محدود ارائه می کند. شیوه کسر مخلوط اجازه میدهد که تشکیل گونه های میانی، اثرات تجزیه و ارتباط بین توربلنس و شیمی به شکل مناسبی به حساب آورده شود. از لحاظ محاسباتی این روش کارا می باشد، از این جهت که نیاز به حل تعداد زیادی معادله انتقال گونه ها ندارد. علاوه بر این، تخمین چگالی میانگین میدان جریان در این روش دقیقتر از آنچه توسط روش سرعت محدود امکان پذیر است، میسر می باشد. این روش برای جریان های توربلنسی در حال واکنش و بدون واکنش و نیز سیستم های در حال واکنش پخشی با امکان فرض تراکم ناپذیری قابل استفاده می باشد ولی برای سیستم های پیش آمیخته و پیش آمیخته جزئی بکار نمی آید {مرجع شماره ۱۴} .

با توجه به مزایای فوق و عدم صادق بودن محدودیت های ذکر شده در خصوص موضوع این پروژه، روش مدل سازی کسر مخلوط جهت کار انتخاب شده است. در واقع چون نرخ سینتیک واکنش، به مقدار زیادی از نرخ اختلاط توربلنت بزرگتر است، حالت ترموشیمیایی لحظه ای سیال مانند ترکیب، دما، جرم حجمی و ... را می توان از مقادیر لحظه ای کسر مخلوط و انتالپی کل، با فرض تعادل شیمیایی محاسبه کرد و سپس مقادیر متوسط زمانی را توسط ضرب (وزن گیری) مقادیر لحظه ای در یک تابع PDF بر مبنای میانگین کسر اختلاط و واریانس آن بدست آورد. به طور رایج از توابع دلتا و بتا، در این پروژه از تابع بتا، برای تابع PDF استفاده می شود .

برای سرعت بخشیدن به حل، محاسبات تعادل و انتگراسیون PDF در یک مرحله پیش پردازش انجام می گیرد و نتایج در یک جدول قابل جستجو (ترتیبی) برای متوسط زمان، جرم حجمی، دما و کسرهای مولی اجزاء به عنوان توابعی از میانگین و واریانس کسر مخلوط و نیز میانگین انتالپی کل (در حالت غیر آدیاباتیک) و یا پارامتر اسکالر نرخ اتلاف (برای مدل های شعله تخت) مرتب و ذخیره می شوند- معادلات بقا، برای مقادیر زمانی کسر مخلوط (f) و واریانس آن f'^2 که بایستی حل شوند بدینصورت می باشند :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho V \bar{f}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla \bar{f} \right) \quad (۳۳-۶)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{f'^2}) + \nabla \cdot (\rho V \overline{f'^2}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_h} \nabla \overline{f'^2} \right) + C_\varepsilon \mu_t (\nabla \overline{f} \cdot \nabla \overline{f}) - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f'^2} \quad (34-6)$$

که C_p , C_q ثابت‌های مدل مناسب می باشند. حالت ترموشیمیایی در هر سل می‌تواند از جداول تهیه شده در مرحله پیش پردازش، استخراج شده و با استفاده از مقادیر محلی f و f'^2 و انتالپی میان یابی شوند.

۶-۶- روشهای عددی :

۶-۶-۱- حل تکه‌ای (گسسته) معادلات حاکم (Discrete Solution) :

در شبیه سازی عددی سعی می‌شود به جای آنکه به دنبال شکل بسته حل معادلات حاکم بوده، مقادیر متغیرهای مستقل مانند فشار، سرعت، دما و غلظت اجزاء را در تعداد معدودی از موقعیت‌های واقع در صفحه تعیین نمود. بدین منظور دامنه را به قطعاتی تقسیم می‌کنند یعنی آن را به حجم‌های کوچکتر که سل Cell نامیده می‌شوند بخش می‌نمایند. در روش حجم محدود، قوانین پایایی برای هر یک از این سل‌های منفرد، برای بدست آوردن مجموعه‌ای معادلات همزمان که متغیرها را به هم ارتباط می‌دهند، بکار می‌رود. چون این معادلات اساساً غیر خطی هستند و با یکدیگر وابسته می‌باشند، روشهایی برای حل موثر آنها بایستی اتخاذ کرد. دو نوع تکنیک مبنا جهت حل آنها امکان پذیر است. که بنام شیوه صریح Explicit و شیوه ضمنی Implicit نامیده می‌شوند. در شیوه‌های صریح، مقادیر متغیرها با رسیدن به هر سل در طی فرآیند حل، تجدید می‌شوند و تمام فرآیند تکرار می‌گردد تا اینکه تغییرات مقادیر متوقف و یا قابل گذشت گردند. در شیوه‌های ضمنی، جملات غیر خطی برای بدست آوردن مجموعه‌ای از معادلات جبری، خطی می‌شوند و سپس به طور همزمان حل می‌شوند. در طول هر دو شیوه، بدلیل غیر خطی بودن معادلات حاکم از روش سعی و خطا (Iteration) استفاده می‌شود ولی معمولاً در روشهای ضمنی به تعداد کمتری دور سعی و خطا در مقایسه با شیوه‌های صریح نیاز می‌باشد.

۶-۶-۲- مقایسه گسسته‌سازی منظم و نامنظم (Structured versus Unstructured Discretization) :

برای هندسه‌های نسبتاً ساده، معمولاً تقسیم کردن دامنه با استفاده از یک شبکه مستطیلی، منطقاً ساده‌تر است. ترتیب دادن یک چنین شبکه منظمی، باعث سادگی زیاد گسسته‌سازی جملات معادلات حاکم می‌شود. مقادیر واقع در همسایگی سل‌ها را می‌توان با اندیس‌گذاری ساده بدست آورد

و سیستم‌های خطی‌ای که نتیجه می‌شوند دارای ساختمان محدود شده‌ای هستند که حل سریع را امکان پذیر می‌نمایند. ولی برای هندسه‌های پیچیده تقسیم دامنه، بوسیله یک شبکه منظم به سادگی قابل انجام نمی‌باشد.

در بعضی حالات ممکن است که تقسیم دامنه به چندین ناحیه مستطیلی که سپس بتوان آنها را به صورت منظم شبکه زد، امکان پذیر باشد. بهر صورت انجام چنین عملی بسیار زمان بر بوده و خودکار کردن آن به سادگی انجام پذیر نمی‌باشد. بنابراین بسیار مطلوب است که بتوانیم دامنه را به صورتی دلخواه از سل‌ها تقسیم نمائیم. یک چنین شبکه نامنظمی معمولاً شامل سل‌های چهار وجهی است هر چند که سل‌های شش وجهی، منشوری و هرمی نیز امکان پذیر است. شبکه‌های نامنظم از نظر خودکار سازی فرایند شبکه بندی در سطح بالایی قرار داشته و همچنین امکان سازگار سازی حل را فراهم می‌نمایند. البته هزینه این انعطاف پذیری، توسط افزایش پیچیدگی الگوریتم و برنامه سازی آن پرداخت می‌گردد. در این حالت، روشهای گسسته سازی باید مواردی مانند غیر متعامد بودن شبکه‌ها و اتصالات اختیاری را به حساب آورد. در چنین سیستم‌هایی، الگوهای کم پشت اختیار می‌گردد که به دلیل تکنیک‌های حل پیچیده تر لازم می‌باشد.

۶-۷- شکل کلی معادلات حاکم

معادلات حاکم ارائه شده در قسمت های قبلی را می‌توان در غالب یک معادله ترازبری اسکالر عمومی نشان داد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho V\phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S_\phi \quad (6-35)$$

که ϕ عبارت از متغیر ترازبری، Γ ضریب نفوذ (پخشی) و S_ϕ جمله چشمه است. معادلات حاکم ترازبری جرم، مومنتوم و انرژی هر یک دارای شکل کلی فوق و دارای یک پارامتر انتخابی مناسب برای ϕ و S_ϕ می‌باشند.

دامنه به تعدادی سل‌های اختیاری نامنظم چند وجهی محدب، تقسیم می‌شود. مرزهایی که محیط سل‌ها را تشکیل می‌دهند وجوه سل نامیده شده و گوشه‌های چند وجهی به عنوان گره در نظر گرفته می‌شوند. همه متغیرهای ترازبری در مرکز سلها ذخیره می‌شوند. همچنین برای تنظیم شرایط مرزی

غیر خطی، متغیرهای ترازبری در مراکز وجوه مرزی نیز ذخیره می گردند، با انتگرالگیری از معادله (۶-۱۵) در نزدیکی حجم کنترل یک سل مانند Co خواهیم داشت .

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) \right] \Delta V_0 + \sum_f J_f \phi_f = \sum_f D_f + (S_\phi \Delta V)_0 \quad (۶-۳۶)$$

که J_f عبارت از نرخ جریان جرمی، ϕ_f مقدار ϕ در وجه، ΔV_0 حجم سل C_0 ، D_f ترازبری ناشی از پخش (نفوذ) از میان وجه f و جمعها بر روی وجوه حجم کنترل انجام می شوند. برای بدست آوردن مجموعه ای از معادلات خطی، شارهای جابجایی و پخشی و نیز انتگرالهای حجم در معادله (۶-۱۶) را بایستی بر حسب مجهولات یعنی مقادیر ϕ در سل و مراکز وجوه مرزی نوشت. حاصل ترکیبی جملات گسسته شده پخش، جابجایی، چشمه و ناپایداری، معادله ای خطی به شکل زیر برای هر سل i می باشد .

$$M_{ij} \phi_j + S_i = 0 \quad (۶-۳۷)$$

که ماتریس M یک ماتریس کم پشت (تنک) است زیرا که تنها آرایه های غیر صفر آن در هر ردیف آنهایی است که با سل های مجاور مطابق هستند. بنابراین برای یک شبکه شش وجهی با تعداد N سل تقریباً $7N$ جا برای ذخیره M لازم است. این سیستم از معادلات با استفاده از یک شمای جبری چند شبکه برای بدست آوردن مقادیر ϕ در هر سل حل می شود. در حالت غیر خطی ناشی از دومین پخش، مانند میان یابی مرتبه دوم یا چشمه های غیر خطی، ضرایب و جملات چشمه با استفاده از مقادیر جاری ϕ ، تجدید شده و کل فرایند تا رسیدن به همگرایی تکرار می شود. در حالت حل مسائل گذرا، حل همگرا شده معرف مقادیر گام بعدی است و عمل سعی و خطا تا حد دلخواه (مطلوب) ادامه می یابد. شیوه ارائه شده فوق معرف بسط منطقی روش کارترین معمول یا روش Body-Fitted Structured Grid Cell-Based برای شبکه های بی سازمان می باشد .

برای شبکه های بی سازمان، ماتریس M در معادله (۶-۳۷) تنک (کم پشت) بوده، اما دارای یک ساختار قطری نمی باشد (دارای ساختار نواری است)، در نتیجه از حل کننده رایج Line-Iterative نمی توان استفاده کرد بلکه از روشهای عمومی تر مانند Point-Iterative Relaxation نظیر روش گوس - سیدل همراه با چرخه چند شبکه ای که روش موثرتری برای حل سیستمهای خطی حاصل از روش گسسته کردن مذکور است استفاده می شود .

۶-۸- روشهای چند شبکه‌ای برای شبکه‌های بی سازمان :

روشن شده است که نرخ همگرایی روشهای عددی با افزایش اندازه مسئله مانند افزایش تعداد سل‌ها، کاهش می‌یابد. برای مسائل صنعتی عملی، جاییکه چندین سازنده همراه با هم مدل می‌شوند به تعداد چند میلیون شبکه ایجاد می‌شود که این، یک فاکتور محدود کننده می‌باشد. روش چند شبکه‌ای یک ابزار قوی برای غلبه بر این محدودیت‌هاست و حل موثر مسائل با مقیاس بزرگ را ممکن می‌سازد.

مسائل غیر خطی معمولاً به روش سعی و خطا حل می‌شوند. این شیوه همچنین برای حل سیستم‌های خطی بزرگ نظیر معادله (۶-۳۷) استفاده می‌شود. فرایند حل با یک حدس اولیه که یک گام ثابت از گامهای حل است (که Relaxation Sweep یا جاروب آرام‌سازی نامیده می‌شود) شروع می‌شود و به منظور بدست آوردن حدسی بهتر، کل فرایند تکرار می‌شود تا اینکه همگرایی حاصل شود. اگر خطا را (اختلاف بین حل نهایی و حل جاری) در مدهای فوریه تفکیک نمائیم به طور کلی مشاهده می‌شود که خطای شروع ترکیبی از همه مدها می‌باشد.

علت اساسی برای کاهش نرخ همگرایی با افزایش سایز شبکه این است که اغلب شیوه‌های سعی و خطای آرام‌سازی فقط در حذف سازنده‌های فرکانس بالای خطا، تأثیر زیادی می‌گذارند و معمولاً پس از چند دور انجام سعی و خطا، همه خطاهای با فرکانس بالا حذف می‌گردند و فقط فرکانس‌های پایین خطا باقی مانده و بنابراین همگرایی به تأخیر می‌افتد.

روشهای چند شبکه‌ای بوسیله انتقال مسئله به یک شبکه درشت تر کار می‌کنند، جاییکه خطاها در مقایسه با محل اصلی خطاها دارای فرکانس بالاتری هستند و بنابراین به طرز موثری با استفاده از روشهای آرام‌سازی مشابه حذف می‌شوند. این فرایند می‌تواند به صورت پشت سر هم به شبکه‌های باز هم درشت تر انتقال داده شود. حل حاصله در هر سطح شبکه درشت، فقط برای تصحیح حدس جاری در سطح ریز بعدی مورد استفاده قرار می‌گیرد و به عبارت دیگر استفاده از الگوریتم چند شبکه‌ای فقط به افزایش سرعت همگرایی کمک نموده و هیچ اثری بر پاسخ نهایی ندارد.

انواعی از روشهای چرخه‌ای برای جاروب آرام‌سازی در سطح‌های متفاوت شبکه می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. بعضی از رایج‌ترین آنها مانند چرخه‌های V.W.Flexible در نرم‌افزار Fluent نیز قابل انتخاب می‌باشند.

ایده کلی سرعت بخشی چند شبکه‌ای، در هر مرحله از الگوریتم حل عددی می‌تواند بکار گرفته شود و این روش یک شیوه رایج برای حل سیستم‌های خطی از نوع معادله (۶-۳۷) می‌باشد. در روشهای چند شبکه جبری، مسائل سطح درشت از ضرائب سطح ریز (ماتریس M) فرموله می‌شوند، بدون آنکه از هندسه یا معادلات حاکم در سطح درشت استفاده شود. جاروب آرام سازی نسبتاً ساده ای مانند "سعی و خطای گوس- سیدل" در چنین سطوحی معمولاً کافی است. این روش‌ها می‌توانند برای سیستم‌های خطی تنک (کم پشت) حاصل از یک معادله دیفرانسیل جزئی معمولی (PDE) منفرد و نیز برای یک سیستم کم‌پشت نواری حاصل از منقسم کردن همزمان چند PDE مورد استفاده قرار گیرد. مورد آخر، معمولاً نتایج همگرایی بهتری را برای سیستم وابسته نتیجه می‌دهد اما نیاز به حجم حافظه نسبتاً بالاتری دارد. در روشهای چند شبکه‌ای هندسی، از فرایند گسسته سازی همچنین برای سطح شبکه درشت نیز استفاده می‌نمایند. این روشها معمولاً برای یک گروه از معادلات مورد استفاده قرار می‌گیرد. چون آنها به تولید همه اطلاعات هندسی در سطح درشت نیاز دارند، بکارگیری آنها پیچیده‌تر از روشهای جبری چند شبکه‌ای است زیرا که هم وابسته‌سازی غیر خطی و هم بین معادله‌ای در سطوح درشت تحت عمل قرار می‌گیرند. روش چند شبکه‌ای هندسی دارای پتانسیل فراهم سازی بهترین سرعت همگرایی است.

(۶-۸-۱) درشت سازی چند شبکه ای Multigrid Coarsening :

تولید سطوح درشت یک ملزومه مشترک برای همه روشهای چند شبکه‌ای است. در شبکه‌های با سازمان، تولید شبکه‌های سطح درشت معمولاً بوسیله ترکیب سل‌ها در امتداد هر سه جهت، بوسیله ترکیب سل‌ها انجام می‌شود و بنابراین شبکه سطح درشت دارای ساختار توپولوژیکی مشابهی با شبکه سطح ریز داشته و همه سل‌ها هنوز مستطیلی است. بنابراین رویه حل سطح ریز می‌تواند به سادگی برای سطح درشت هم بکار رود. می‌توان برای شبکه‌های بی سازمان بوسیله بکارگیری یک توالی، به سطوح باز هم درشت‌تر، مستقل از شبکه‌های تولید شده، دست یافت. ولی این عملیات انتقال بین شبکه را بسیار پیچیده می‌نماید زیرا از اینترپولاسیون‌های چند بعدی عمومی بایستی استفاده شود. برای این که چنین عملیاتی را به صورت ساده حفظ نمائیم، شبکه‌های درشت بوسیله تجمع Agglomeration ایجاد می‌شوند یعنی اینکه هر سل سطح - درشت بوسیله ترکیب دو یا چند سل از سطح ریز قبلی ایجاد می‌شود برای روشهای چند شبکه‌ای جبری، بهترین استراتژی تجمع، عبارت از

ایجاد یک گروه، از یک سل با n سل غیر گروه، واقع در همسایگی آن که دارای بزرگترین ضرائب M_{ij} هستند، می‌باشد. ترکیب سل‌های دارای بزرگترین ضرائب، اجازه می‌دهد که حل سریعتر یکنواخت (Propagate) شده و در نتیجه همگرایی سرعت می‌گیرد.

۹-۶- شیوه حل برای مسائل احتراق :

رویه گسسته‌سازی مذکور می‌تواند در اصل برای معادلات حاکمه مورد علاقه کاربردهای احتراق بکار گرفته شود. اما شبیه سازی احتراق از چند جهت متمایز هستند. اول آنکه تعداد معادلات ایکه بایستی حل شوند اغلب خیلی زیاد است و دوم اینکه شبیه‌سازی‌های احتراق به شدت غیر خطی‌اند که ناشی از وابستگی خواص به دما می‌باشد. هنگامیکه از شیوه‌های کسر-مخلوط PDF استفاده می‌شود عامل غیر خطی را ممکن است به سختی بتوان به طور صریح نمایان کرد. علاوه بر این، بعضی از این عملیات از طریق استفاده از جدول جستجو تهیه شده‌اند که شیوه‌های غیر خطی نظیر سعی و خطای نیوتن-رافسون را برای بکارگیری مشکل می‌نمایند. چنانچه مسائل احتراق دارای فاز جامد گسسته هم باشد، محاسبات، یک سعی و خطای آزاد بین شبیه سازی لاگرانژی ردیابی ذرات و محاسبه میدان اوپلری را بکار می‌برد. که یک متدلوژی ضمنی‌تر است و شرح و بکارگیری آن در این متن مشکل است و مرتبط با این پروژه نمی‌باشد. اثرات مشابه‌ای در استفاده از شیوه Ray - Tracing نظیر مدل DIR یا روش مونته کارلو برای تشعشع مشارکتی بروز خواهد کرد و در نتیجه روش انتخاب شده یک تکنیک ترکیبی شده است و حل هر معادله حاکمه، یکی پس از دیگری با استفاده از روش سعی و خطای پیکارد برای غیر خطی‌ها انجام می‌شود.

۹-۶-۱- وابستگی فشار - سرعت :

یک مشکل عمده در استفاده از روش تربیتی برای حل معادله پیوستگی تراکم ناپذیر و معادله مومنتوم، این است که فشار به صورت صریح در معادله مومنتوم ظاهر نمی‌گردد. الگوریتم SIMPLE رایج‌ترین روش مورد استفاده برای چیره شدن بر این مشکل است. این روش شامل حل ترتیبی معادلات مومنتوم برای مؤلفه‌های سرعت با استفاده از یک مقدار حدس زده شده برای میدان فشار و شارهای جرمی سطوح می‌باشد و سپس شارهای جرمی با استفاده از مؤلفه‌های سرعت ایکه مجدداً حاصل می‌شود تجدید می‌گردد. چون به طور کلی این شارها معادلات مومنتوم را ارضاء نمی‌کند، یک

تصحیح برای این شارها طرح می‌شود. با استفاده از معادلات مومنوم گسسته شده، این تصحیح شار، بر حسب تصحیح میدان فشار بیان شده و یک مجموعه معادله جبری برای تصحیح فشار در همه سل‌ها بوسیله اجبار تراز (بالانس) جرمی در هر سل تشکیل می‌شود. این الگوریتم را می‌توان به سادگی برای شبکه‌های بی سازمان گسترش داد. معادله تصحیح فشار گسسته شده دارای شکل مشابهی با معادله (۳۷-۶) داشته و می‌تواند با استفاده از تکنیک بحث شده در قسمت‌های قبل حل شود.

مشکل دیگر که در حل مسائل جریان تراکم ناپذیر روی می‌دهد این است که ذخیره اطلاعات در محل مشترک (مؤلفه‌های فشار و سرعت در محل‌های یکسانی ذخیره می‌شود) می‌تواند به اشکال منجر شود. چون در شیوه حجم محدود به فشار در وجوه سل‌ها نیاز می‌باشد در حالیکه آنها در مراکز سل‌ها ذخیره شده‌اند. معدل گیری خطی باعث دو برابر شدن متغیرها در سل‌های مجاور شده و بنابراین ایجاد الگوهای نوسانی می‌گردد. در شبکه‌های کارتیزین، این مسئله بوسیله استراتژی ذخیره‌سازی تناوبی چاره می‌گردد که در آن مؤلفه‌های فشار و سرعت در محل‌های متفاوتی ذخیره می‌شوند اما برای شبکه‌های Fitted - Body، اجرای چنین ترتیبی مشکل است که جهت رفع آن، چندین استراتژی آلترناتیو پیشنهاد شده است.

رایج‌ترین روش، توسط Chow, Rhie ارائه شده است و شامل افزودن یک جمله اتلاف می‌باشد که از اختلاف بین مشتقات فشار معدل گیری شده دو سل و مقدار آن در وجه (در معادله شار جرم عبوری از سطح) بدست می‌آید این رویه می‌تواند همچنین به آسانی برای شبکه‌های بی سازمان گسترش یابد.

۶-۹-۲- شیوه سعی و خطا برای معادله انرژی :

برای مسائل احتراق، وارد شدن جمله واکنش در معادله انرژی (۸-۶)، و نیز بوسیله خواص متغیر، بخصوص C_p ، پیچیده می‌گردد. کاربرد رویه گسسته سازی ترابری اسکالر برای معادله انرژی، سر راست (آسان) نمی‌باشد زیرا که انتقال به شیوه جابجایی بر حسب انرژی کل (E) بیان می‌شود در حالیکه پخش (Diffusion) بر حسب گرادیان دما ارائه می‌شود بنابراین معمولاً معادله را بر حسب درجه حرارت به صورت زیر در می‌آورند.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \nabla \cdot (\rho V C_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \tau : V + \rho T \left(\frac{\partial C_p}{\partial t} + V \cdot \nabla C_p \right) + S_r + S_h + \left(\frac{\partial \ln(1/\rho)}{\partial \ln T} \right)_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + V \cdot \nabla p \right) \quad (38-6)$$

هنگامیکه C_p ثابت نماند، معادله انرژی که برحسب دما نوشته شده است پایا (Conservative) نمی‌باشد. همین مشکل ناپایایی در معادله (38-6) باعث از بین بردن خاصیت جالب پایا بودن شیوه حجم محدود (FV) می‌گردد. یک آلترناتیو عبارت از نوشتن جمله های پخش بر حسب انرژی است اما این عمل برای کاربردهای انتقال حرارت Conjugate نامناسب است که تغییرات پله‌ای در C_p موجب دو برابر شدن مقدار انرژی در مرزهای جامد - سیال می‌شود. همچنین، شرایط مرزی اغلب برحسب دما نوشته شده است و تبدیل آنها به شکل انرژی برای شرایط مرزی پیچیده نظیر تشعشع و یا واکنش سطحی، ساده نمی‌باشد.

برای حفظ دما به عنوان متغیر وابسته در حالیکه هنوز، اطمینان باشد که معادله گسسته شده (38-6) در همگرایی ارضاء می‌شود، می‌توان معادله (38-6) را به صورت زیر بازنویسی کرد :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \nabla \cdot (\rho V C_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\tau V) - \nabla \cdot (p V) + S_r + S_h + \frac{\partial}{\partial T}(\rho [C_p T^* - E^*]) + \nabla \cdot (\rho V [C_p T^* - E^*]) \quad (39-6)$$

که E^*, T^* مقادیر E, T در دور سعی و خطای جاری هستند. در فرایند گسسته سازی، میتوان جمله T را به صورت ضمنی اصلاح کرد در حالیکه جملات E^*, T^* به صورت صریح جذب می‌شوند. حال به سادگی مشاهده می‌شود که رویه معرفی شده فوق را می‌توان برای معادلات انتقال اسکالر بکار گرفت. ضرائب این مجموعه جبری - همینطور جمله‌های منابع غیر خطی در هر دور سعی و خطا با استفاده از مقادیر بهتر تجدید می‌شوند. این نوع رویه سعی و خطا نشان داده شده است که برای کاربردهای احتراقی بخوبی کار می‌کند. هر چند دما به عنوان یک متغیر وابسته مورد استفاده قرار می‌گیرد، این روش از پایایی انرژی بدون توجه به سائز شبکه انتخابی اطمینان می‌دهد. چون دما در مرزهای جامد - سیال پیوسته است به هیچ عملیات اصلاحی ویژه‌ای برای جمله پخش نیاز نمی‌باشد. مزیت دیگر این روش بر فرمولاسیونی که از انرژی به عنوان متغیر وابسته استفاده می‌کند این است که در نهایت دما بایستی از انرژی استخراج شود. برای C_p های وابسته دمایی، بدین منظور لازمست که ریشه معادله غیر

خطی برای هر سل محاسباتی واقع در دامنه را بدست آورد که اینکار کاملاً پرهزینه است. اما در روش ارائه شده، T بطور مستقیم از معادله (۸-۶) محاسبه می‌شود و بنابراین برای تعیین مقدار E ، استفاده از معادله (۹-۶) لازم است و نه یافتن ریشه معادله.

برای محاسبات احتراقی که از روش کسر اختلاط PDF استفاده می‌شود، گاهی احتراق آدیاباتیک فرض می‌شود، اما اغلب لازمست که برای آنتالپی کل حل شود و اینکار برای جدول جستجوی دما و ترکیب لازم می‌شود. چون پخش توربلنسی غالب است، فرض عدد لوئیس مساوی با یک اغلب مناسب است و این جملات هدایت و پخش گونه‌ها در معادله انرژی را ساده نموده و بنابراین آن را بر حسب آنتالپی کل بدینصورت می‌توان نوشت:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho V H) = \nabla \cdot \left(\frac{k_t}{C_p} \nabla H \right) + \nabla \cdot (\rho V) - \nabla \cdot (\rho V) + S_r + S_h \quad (۴۰-۶)$$

توجه شود که هیچ جمله منبعی، ناشی از واکنش وجود ندارد، زیرا که عبارت پایایی برای آنتالپی کل است. اکنون معادله انرژی دارای شکل مشابه با معادلات ترازبری اسکالر با $\phi = H$ است و بنابراین حل آن برای H به طور مستقیم ساده است. اما همگرایی سطوح مشترک و شرایط مرزی نیاز به عملیات ویژه ای دارد.

۶-۱۰- توصیف کوره:

کوره تشکیل دهنده بخش تشعشعی بویلر است. شماتیک ساده کوره در شکل (۱-۶) نشان داده شده است. کوره دارای $3/40$ متر عرض و $6/6$ طول است. تقریباً تمام دیوار کوره، بجز دیواره‌ایکه در آن مشعل کوره تعبیه شده است و توسط سیمان به ابعاد $1/60 \times 3/100$ متر عایق شده است، از لوله‌هایی که درون آنها آب جریان دارد Water Wall Tubes پوشیده شده است. سطح حرارتی کوره 192 متر مربع است.

در قسمت انتهایی کوره سطحی برای خروج گازها تعبیه شده است. عرض این سطح $3/4$ متر و هم عرض کوره بوده و ارتفاع آن $1/40$ متر می‌باشد. در مسیر گازهای خروجی از این سطح، سوپرهیتر بویلر واقع است که مورد بحث این پروژه نمی‌باشد.

سقف کوره شیب‌دار بوده و ارتفاع بالاترین نقطه از کف در دو سمت کوره مقدار ۴/۶ و ۳/۷ متر است. قطر محل تعبیه شده برای مشعل ۰/۹۰۸ متر است. این کوره مربوط به بویلری با ظرفیت اسمی تولید ۶۴ تن در ساعت بخار می باشد که در بیشینه ظرفیت بار حرارتی کوره مقدار ۵۴۵۰۰۰ کیلو کالری بر متر مکعب بر ساعت می باشد. سوخت مورد استفاده، گاز پالایشگاه سرخس و هوا با دمای ۳۲۰ درجه کلوین با ترکیبات زیر در نظر گرفته شده اند :

Temp (k)	N ₂	CO ₂	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₈	C ₂ H ₆	CH ₄	ماده
۳۰۰	۱/۲۷	۰/۲۸	۰/۵۵	۰/۳۵	۱/۲۱	۹۶/۳۴	درصد

و مشخصات اکسید کننده (هوا) عبارتست از

H ₂ O	CO ₂	O ₂	N ₂	ماده
۱/۹	۰/۰۳	۲۰/۵۹	۷۷/۴۰۸	درصد

و مشخصات اجزاء تشکیل دهنده محفظه احتراق به شرح زیر می باشند:

۶-۱۰-۱- مشعل :

مشعل در دیواره جلویی بویلر نصب شده است. ترتیب قرار گیری مشعل و جریان توده گازها از میان بویلر به ادعای سازنده، بار متقارن کوره و بخش کنوکسیون را مطمئن می نماید . مشعل دارای ۶ نازل می باشد و حول و بین این نازل ها هوای لازم برای احتراق جریان دارد. هر نازل دارای سه سوراخ به قطرهای ۹ و ۱۴ و ۱۸ میلی متر برای پاشش سوخت به درون کوره می باشد.

Windbox (کانال ورودی هوا) به کوره جوش داده شده و از فولاد ساخته شده است.

مشخصات مشعل:

ساخته شده توسط : Hamworthy

تیپ : DF 875/825 (special)

1

تعداد مشعل

طراحی مشعل برای سوخت مازوت و سوخت گازی

۶- ۱۰- ۲- فن هوای احتراق :

بوئیلر مجهز به یک فن دمنده است (Forced Draught Fan) ، ظرفیت هوای احتراق بوسیله یک Vane ورودی روی فن با یک اتصال مکانیکی و یک سیلندر هوا کنترل می‌شود. فن توسط یک موتور الکتریکی به گردش در می‌آید .

Braunswerk Heat Transfer سازنده :

$88775 \text{ m}^3/\text{h} = 66000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ظرفیت :

500 mm WG 4 900 Pa بار استاتیکی :

580 mm WG 5 690 Pa اختلاف فشار کل :

81 % راندمان :

1480 $1/\text{min}$ سرعت :

1700 m above sea level شرایط طراحی :

۶- ۱۰- ۳- موتور الکتریکی فن :

Elin سازنده :

200 kw خروجی

1500 r.p.m سرعت

380 V - 50 Hz - 3. phase ولتاژ

۶- ۱۱- مدل سازی کوره :

کوره توصیف شده فوق توسط نرم افزار فلوئنت مدل شده است و جزئیات و نتایج حاصل به شرح زیر می باشد:

۶- ۱۱- ۱- شبکه بندی کوره:

بدلیل شکل خاص محفظه احتراق بویلر از شبکه بی سازمان جهت ایجاد شبکه استفاده گردید. این کار با استفاده از نرم افزار GAMBIT انجام شد و در آن کوره به تعداد ۶۲۰ هزار سل Cell تقسیم گردید.

شکل های (۲-۶) و (۳-۶) نمودار میله ای (هیستو گرام) Skewangle و Skewvolume شبکه ها را نشان میدهند که معرف کیفیت مناسب شبکه ایجاد شده است.

۶- ۱۱- ۲- مدل های مورد استفاده:

معادلات متوسط زمانی ناویراستوکس با استفاده از مدل $k-\epsilon$ به عنوان مدل کامل کننده دستگاه معادلات برای پیشگویی میدان جریان توربولنت حل و از تابع بتا در مدل PDF استفاده گردیده است. انتقال حرارت غالب در این کوره تشعشع بوده که برای مدل سازی آن از مدل تشعشعی Pl با ضریب جذب متغیر بر مبنای Weighted-Sum-of-Gray-Gases (WSGGM) استفاده شده است. گزارش ایجاد شده توسط خود فلوئنت در ارتباط با وضعیت بکارگیری مدلها و کنترل ها در انتهای این فصل آورده شده است.

۶- ۱۱- ۳- شرایط مرزی مورد استفاده:

- دبی جرمی گاز ۰/۹۲ کیلوگرم بر ثانیه و عمود بر سطح ورودی
- دبی جرمی هوا ۱۹/۳۳ کیلوگرم بر ثانیه و عمود بر سطح ورودی
- دمای هوا ۳۲۰ درجه کلوین
- دمای گاز ۳۰۰ درجه کلوین
- دمای دیواره لوله آبی ثابت فرض شده است و در پایین ۵۰۰ و در قسمت بالا ۵۲۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده است.
- دیواره های لوله آبی جسم سیاه فرض شده است و برای آنها ضریب صدور یک وارد شده است.
- برای قسمت هائی که عایق فرض شده اند از منابع مقدار ضریب صدور ۰/۶۳ استخراج گردیده است.

۶- ۱۲- نتایج حاصل از مدل :

۶- ۱۲- ۱- کنتورهای دما :

در امتداد عمود بر هر محور، سه صفحه ایجاد شده است و کنتورهای دما (مکان هندسی نقاط دماثابت) بر روی این صفحات ترسیم شده اند. موقعیت صفحه ها در جدول زیر آمده است :

امتداد	ابعاد کوره (متر)	موقعیت صفحات (متر)		
		X=0.2	X=1.7	X=3.2
عمود بر محور X	3.4			
عمود بر محور Y	6.6	Y=2.0	Y=4.0	Y=6
عمود بر محور Z	4.7	Z=0.2	Z=2.0	Z=4

شکل های (۴-۶) تا (۱۲-۶) کنتورهای دما را نشان میدهند.

۶- ۱۲- ۲- کنتورهای غلظت اجزا گازهای احتراق :

مشاهده کنتورهای غلظت اجزای گاز نشان میدهند که در منطقه خروجی گازهای احتراق، غلظت CO و نیز CH₄ صفر و غلظت O₂ در حد مناسبی قرار دارد (شکل شماره ۶-۱۳).

۶- ۱۲- ۳- ارزیابی صحت مدل :

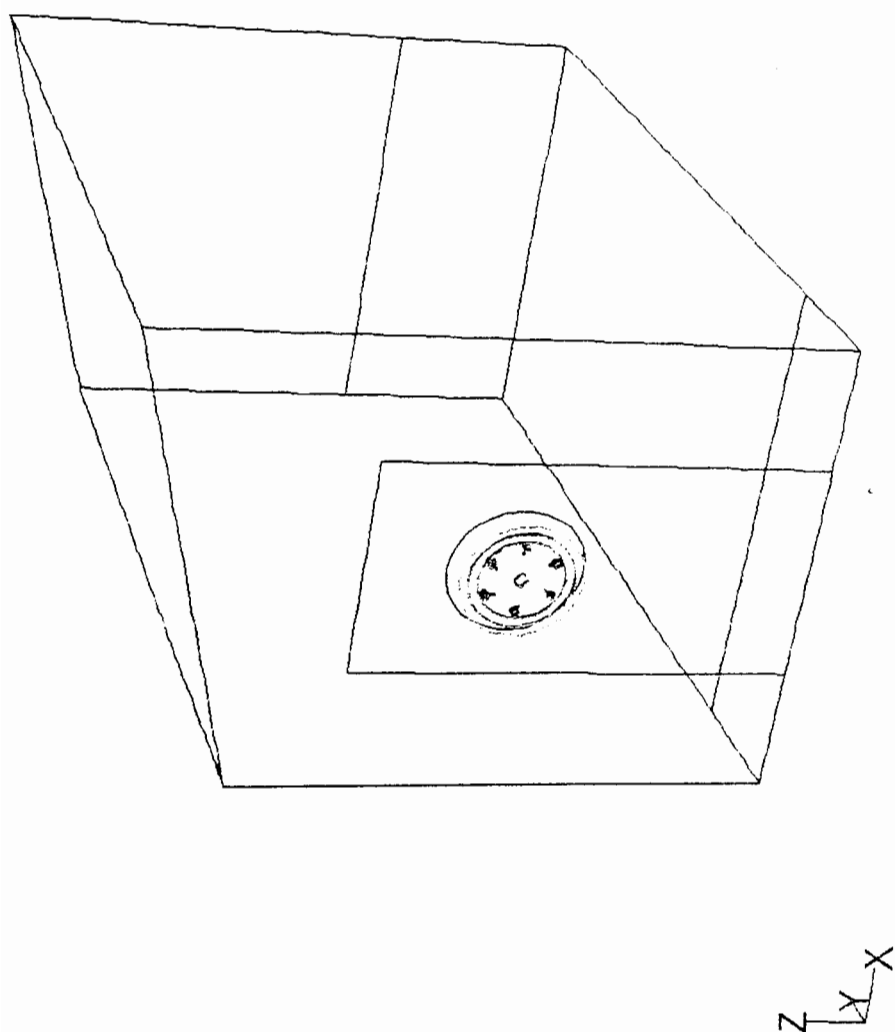
متأسفانه بدلیل نبود تجهیزات اندازه گیری در درون کوره، مقایسه دما و غلظت در نقاط مشابه مدل و کوره اصلی میسر نگردید. همچنین در منابع مدلی برای شکل مشابه کوره در دسترس نمی باشد. ولی محاسبات در مقایسه با شکل شعله در کوره و اظهارنظر متصدیان مربوطه دارای تطابق است.

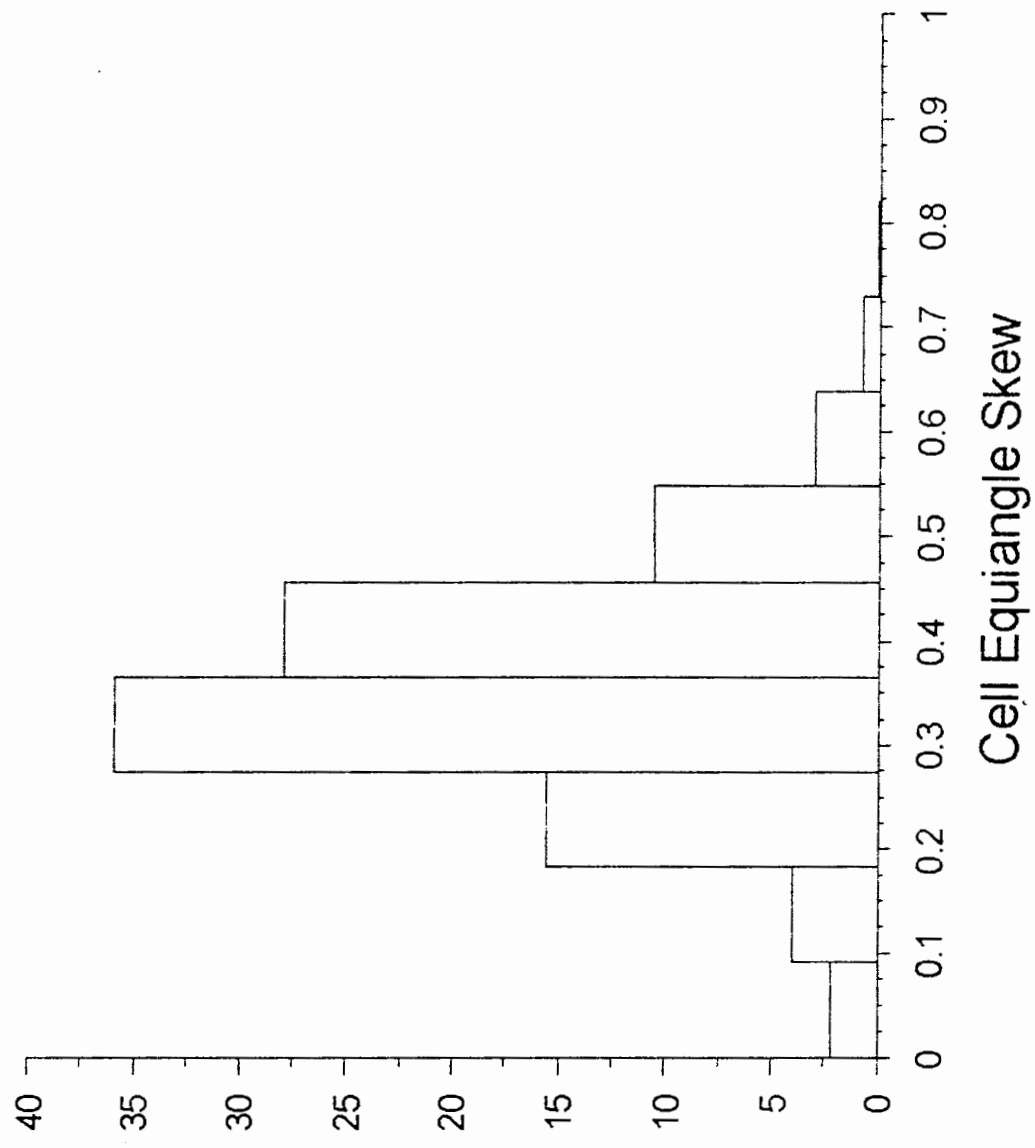
۶- ۱۲- ۳- بحث و نتیجه گیری :

کنتورهای دمای رسم شده بوضوح نشان میدهند که کنتورهای با دمای بالا، به دیواره روبروی مشعل نزدیک گردیده و احتمال آسیب به دیواره و لوله های دیواره آبی زیاد می باشد. مشکل اصلی این بویلر که توسط متصدیان آن عنوان شده است، آسیب دیدگی لوله های روبروی مشعل در هنگام استفاده از ظرفیت های نزدیک به مقدار اسمی است که به همین علت از ظرفیتی کمتر از ۶۰٪ مقدار اسمی بهره گرفته می شود. و این مسئله با مدل

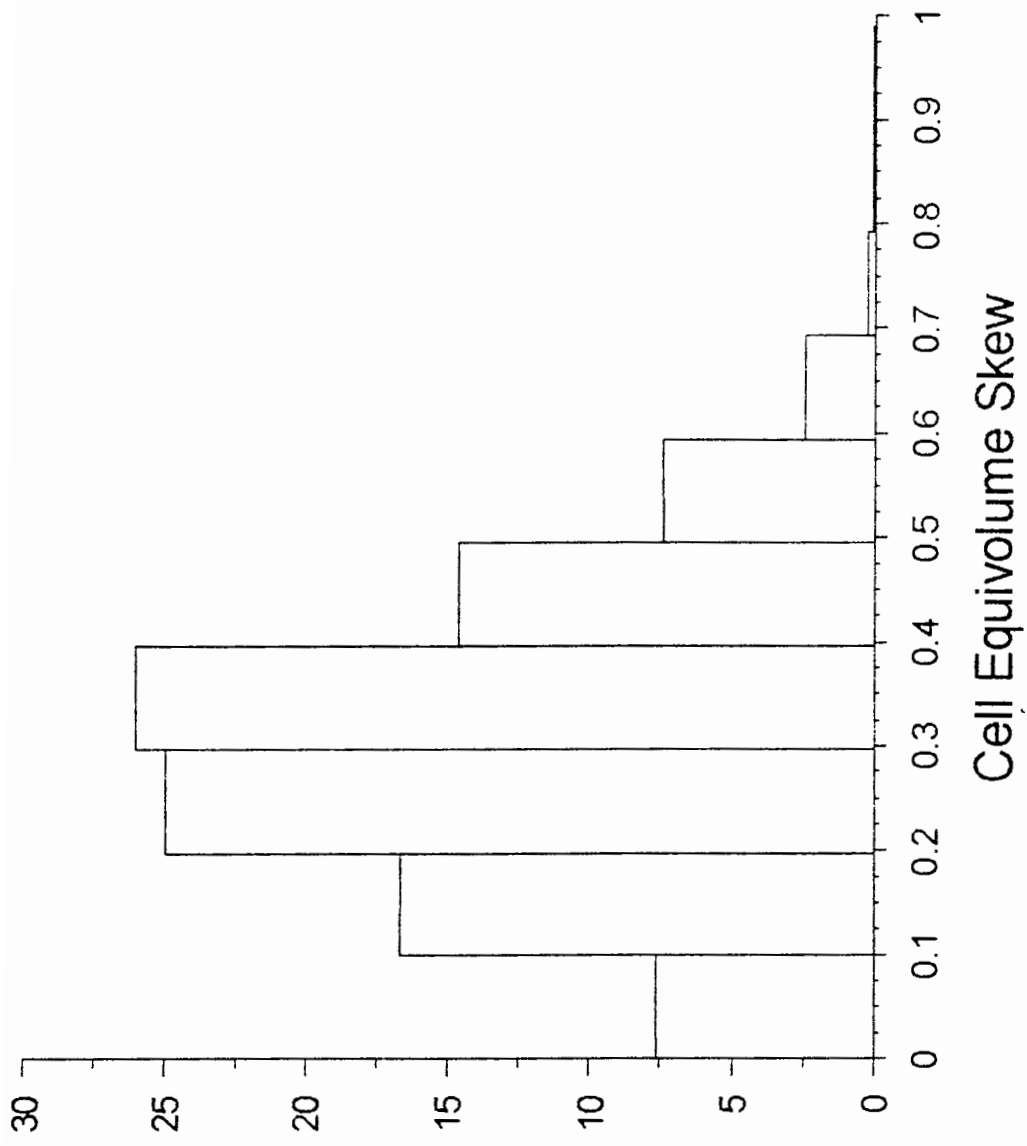
بدست آمده در تطابق است. در کارخانه به علت آسیب دیدگی مکرر لوله های مقابل مشعل، برای جلوگیری از آن بخشی از این لوله ها توسط سیمان نسوز پوشانیده شده است.

شکل (۱-۶) - نمای ساده کوره مورد نظر





شکل (۲-۶) -- نمودارمیلله ای تفاوت زاویه ای سل ها



شکل (۳-۶) - نمودار میله ای تفاوت حجم سل ها

2.16e+03

1.97e+03

1.79e+03

1.60e+03

1.41e+03

1.23e+03

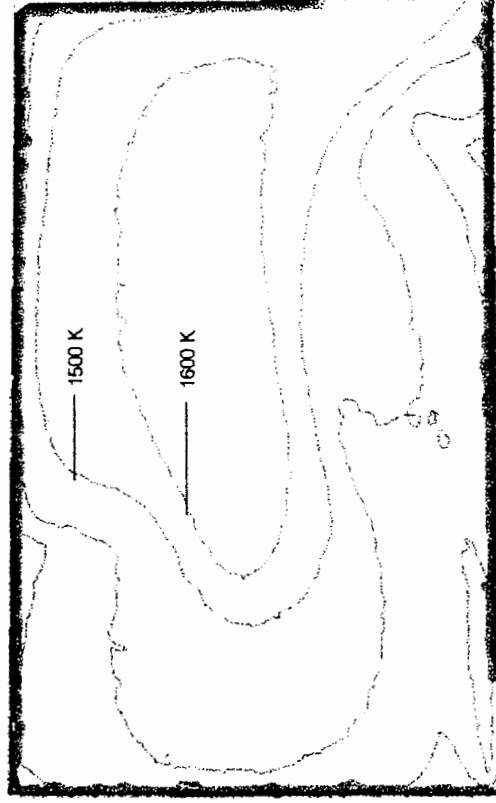
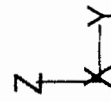
1.04e+03

8.57e+02

6.71e+02

4.86e+02

3.00e+02



شکل (۴-۶) - کنتورهای دما در صفحه $x=0.2$

1.99e+03

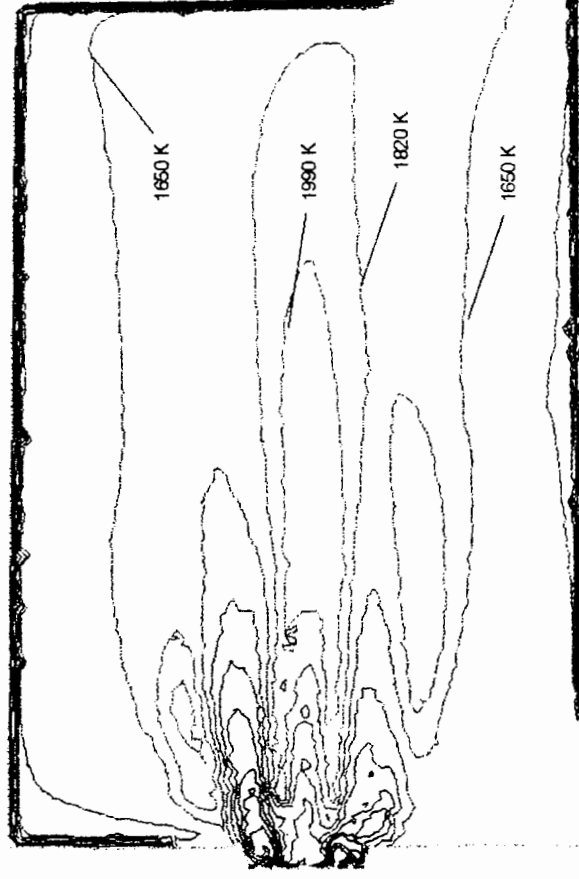
1.65e+03

1.31e+03

9.75e+02

6.38e+02

3.00e+02



Z
X-Y

شکل (۵-۶) - کنتورهای دما در صفحه $x=1.7$

2.16e+03

1.97e+03

1.79e+03

1.60e+03

1.41e+03

1.23e+03

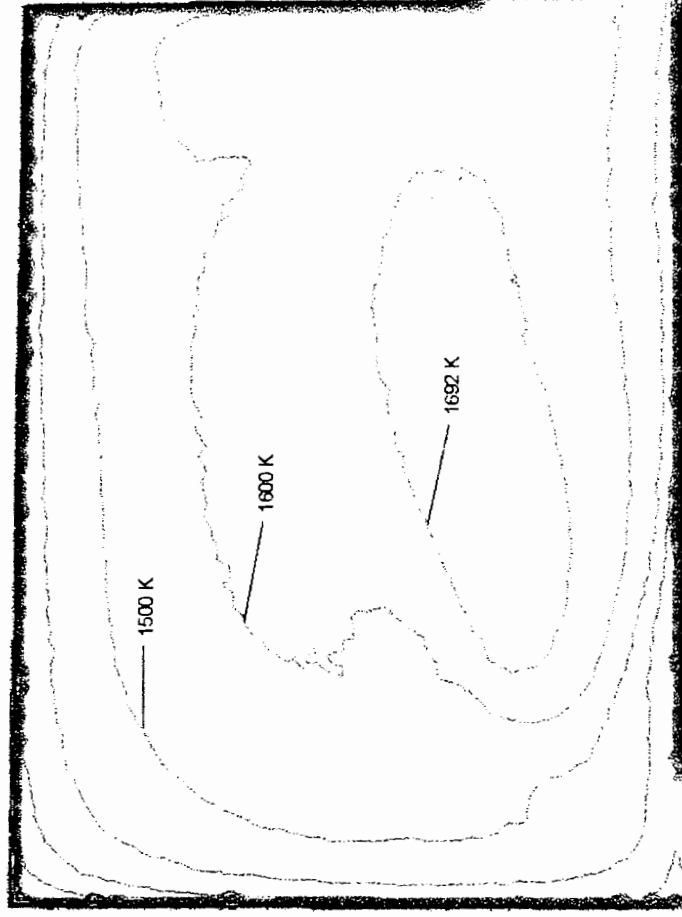
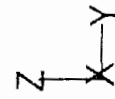
1.04e+03

8.57e+02

6.71e+02

4.86e+02

3.00e+02



شکل (۶-۶) - کنترهای دما در صفحه $x=3.2$

2.16e+03

1.85e+03

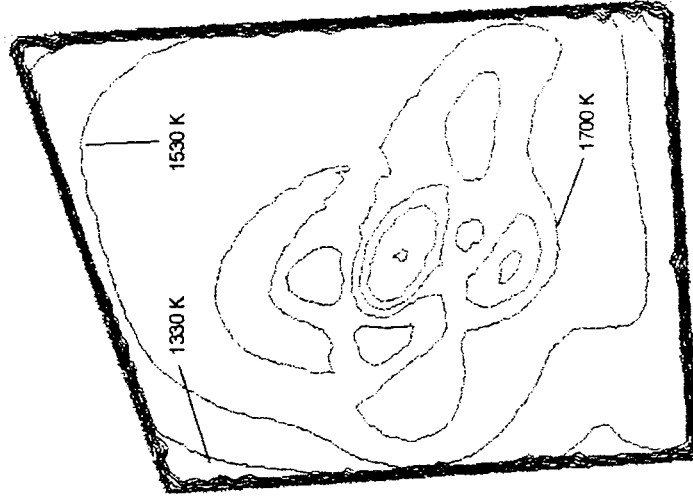
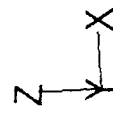
1.54e+03

1.23e+03

9.19e+02

6.10e+02

3.00e+02



شکل (۷-۶) - کنتورهای دما در صفحه $Y=2$

2.05e+03

1.83e+03

1.61e+03

1.39e+03

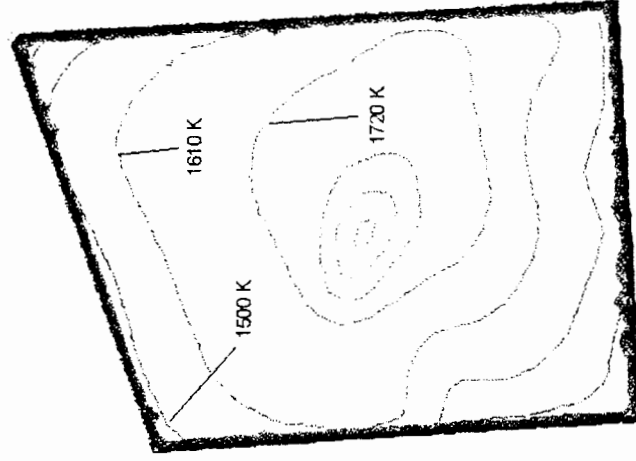
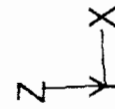
1.17e+03

9.55e+02

7.37e+02

5.19e+02

3.00e+02



شکل (۸-۶) -- کنتورهای دما در صفحه $y=4.0$

2.16e+03

1.97e+03

1.79e+03

1.60e+03

1.41e+03

1.23e+03

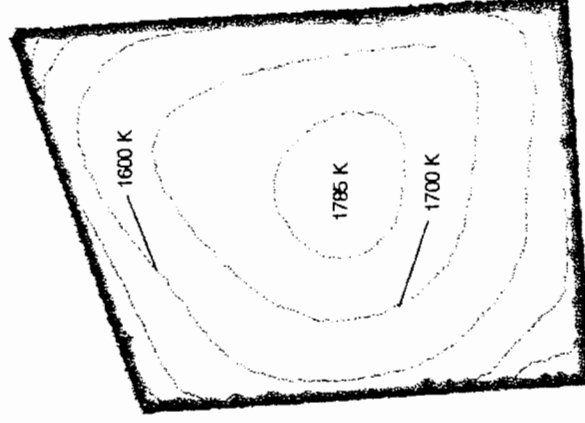
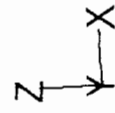
1.04e+03

8.57e+02

6.71e+02

4.86e+02

3.00e+02



شکل (۹-۶) - کنتورهای دما در صفحه $y=6.0$

2.16e+03

1.97e+03

1.79e+03

1.60e+03

1.41e+03

1.23e+03

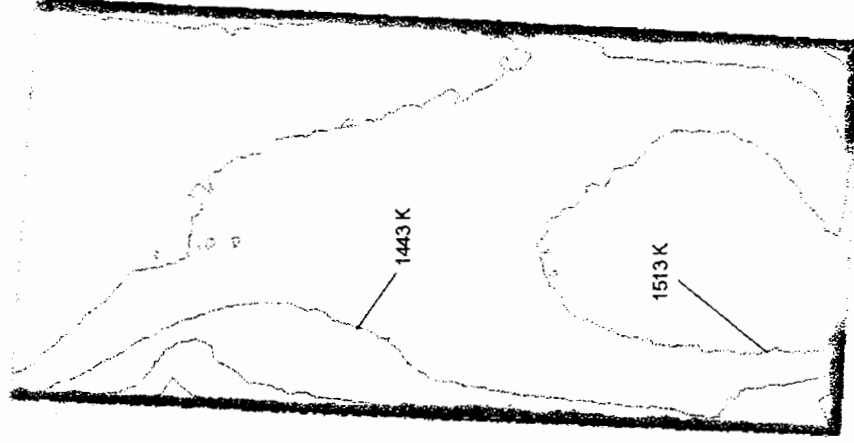
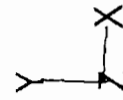
1.04e+03

8.57e+02

6.71e+02

4.86e+02

3.00e+02



شکل (۱۰۰۶) -- کنتورهای دما در صفحه $Z=0.2$

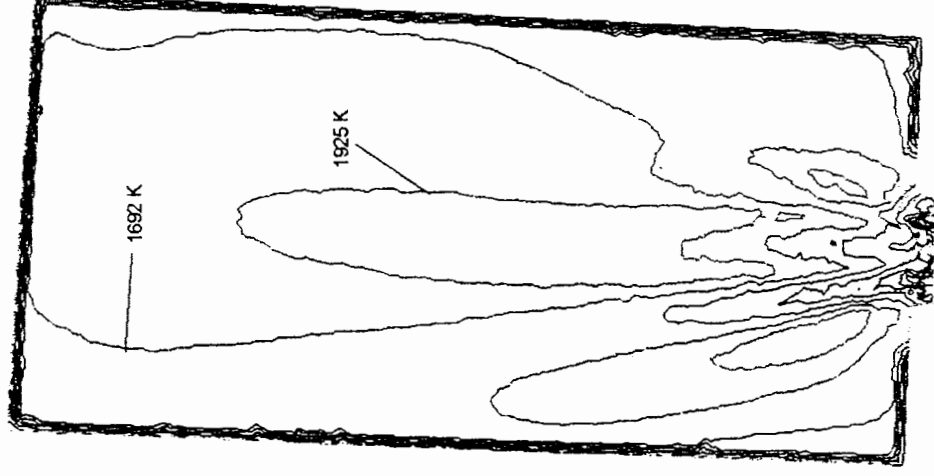
2.16e+03

1.69e+03

1.23e+03

7.64e+02

3.00e+02



شکل (۱۱-۶) - کنتورهای دما در صفحه $z=2.0$

2.16e+03

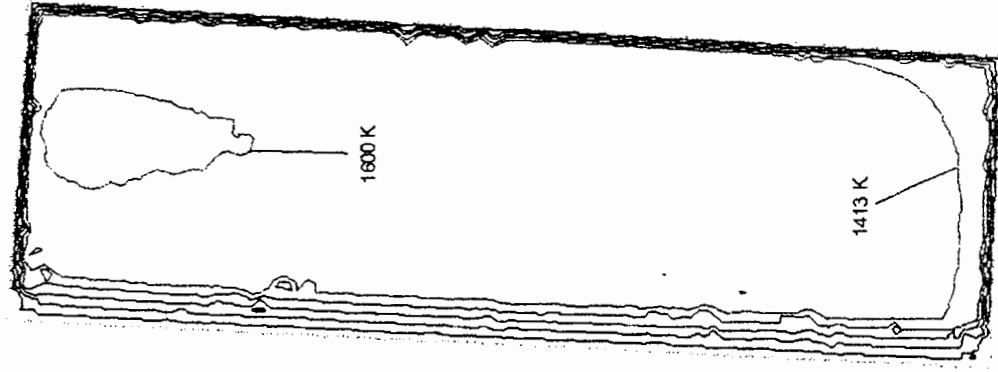
1.79e+03

1.41e+03

1.04e+03

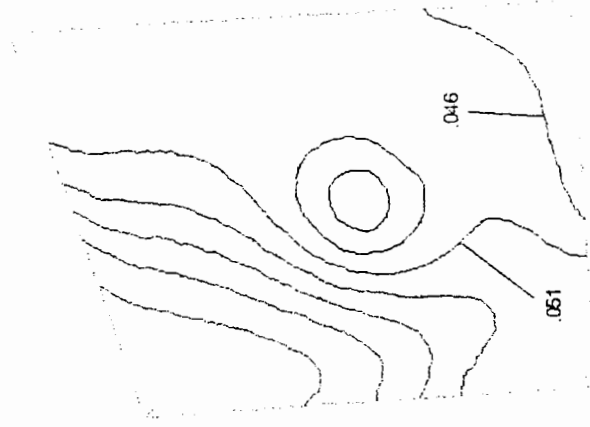
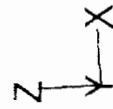
6.71e+02

3.00e+02



شکل (۱۲-۶) -- کنتورهای دما در صفحه $Z=4.0$

2.30e-01
2.21e-01
2.12e-01
2.02e-01
1.93e-01
1.84e-01
1.75e-01
1.66e-01
1.56e-01
1.47e-01
1.38e-01
1.29e-01
1.20e-01
1.10e-01
1.01e-01
9.20e-02
8.28e-02
7.36e-02
6.44e-02
5.52e-02
4.60e-02
3.68e-02
2.76e-02
1.84e-02
9.20e-03
0.00e+00



شکل (۱۳-۶) – کنتورهای غلظت O2 در صفحه $y=6.0$

Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.69999999
Turbulence Kinetic Energy	0.80000001
Turbulence Dissipation Rate	0.80000001
Turbulent Viscosity	1
Energy	1
Temperature	1
P1	0.80000001
Mean Mixture Fraction	1
Mixture Fraction Variance	0.89999998

Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.69999999
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.69999999
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.69999999
Turbulence Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.69999999
Turbulence Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.69999999
Energy	Flexible	0.1	0.69999999
P1	Flexible	0.1	0.69999999
Mean Mixture Fraction	Flexible	0.1	0.69999999
Mixture Fraction Variance	Flexible	0.1	0.69999999

Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Momentum	First Order Upwind
Turbulence Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulence Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	First Order Upwind
Mean Mixture Fraction	First Order Upwind
Mixture Fraction Variance	First Order Upwind

FLUENT REPORT

Version: 3d, segregated, pdf17.ske (3d, segregated, 17 species pdf, standard k-epsilon)

Release: 6.0.12

Title:

Grid Size

Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
0	620432	1255930	111038	1

1 cell zone, 16 face zones.

Models

Model	Settings
Space	3D
Time	Steady
Viscous	Standard k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	P1 Model
Species Transport	PDF ((c c<s> c2h6, c3h8, c4h10, ch4, co, co2, h, h2, h2o, h2o<l>, n,
n2, o, oh, o2) species)	
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

Solver Controls

Equations

Equation	Solved
Flow	yes
Turbulence	yes
Energy	yes
P1	yes
Pdf	yes

Numerics

Numeric	Enabled
---------	---------

Absolute Velocity Formulation	yes
-------------------------------	-----

Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Pressure	0.30000001

1. Adrian Bejan , 1997 , Advanced Engineering Thermodynamics.
 2. T.J. Kotas , 1985 , Exergy Method of Thermal Plant Analysis .
 3. J. Szargut , D.R. Morris and F.R. Steward ,1988 , Exergy Analysis of Thermal , Chemical and Methallurgical Process .
 4. Cai Ruixian, M.j. Moran, 1989, Thaemodynamic Analysis and Improvement of Energy systems .
 5. Wong , Kau – Fui Vincent , 2000 , Thermodynamics for Engineers .
 6. Adrian Bejan , 1996 , Thermal Design and Optimization .
 7. Black and Veatch , 1998 , Power Plant Engineering .
 8. Baloh , 1991 , Energie wirtschfat in der Zuckerindustrie .
 9. Pascal A. Christodoulou , 1996 , International Sugar Journal , vol 98 , No. 1179 , page 419 .
 10. W.Manch , Lurtz , 1994 , Skript T.U. Berlin
 11. Charls E. Baukal,JR, 2000, Haet Transfer in industrial Combustion, CRC Press
 12. Baukal, Gershtein,Xianming,2000, CFD in Industrial Combustion, CRC Press
 13. Kayhani M. H., 1998, Numerical Simulation of Pulverized Coal Combustion in 3D Geometry, The Thesis for the degree of Ph. D.,Czech Technical University
 14. User's Guide for FLUENT, 2001, Vol. 6, 11, 17
 15. Ferziger, Peric, 1999, Computational Methods for Fluid Dynamics, 2ed, Springer
 16. Kays, Crawford, 1993, Covective heat and mass transfer, 3ed, McGraw Hill
 17. Durbin, Petterson, 2001, Statistical Theory and Modeling for Turbulent Flows, John Wiley
- ۱۸-مجید عمید یور. ۱۳۷۷. تحلیل روشهای ترکیبی پینچ و اگزرژی به منظور بهینه سازی نیروگاهها، تجربه اول نیروگاه شهید رجائی، کنفرانس علمی برق، صفحات ۱۹۶-۱۸۶