

تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی موتور احتراق داخلی مجهز به سیستم‌های پرخوران و خنک‌کن میانی

امیر گودرزی^{۱*}، محمد مهدی دوستدار^۲

^۱ کارشناس ارشد مرکز تحقیقات موتور، دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران، ایران

kpagoudarzi@ihu.ac.ir

^۲ دانشیار مرکز تحقیقات موتور، دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران، ایران

mdostdar@ihu.ac.ir

چکیده: تحلیل انرژی ابزاری برای تعیین سهم فرایندهای دخیل در انتقال قابلیت کاردهی ورودی به سیستم و مکانی است که در آن، افت انرژی مفید در یک سیستم یا فرایند رخ می‌دهد. در این تحقیق، تحلیل انرژی عملکرد موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای مجهز به سیستم‌های پرخوران و خنک‌کن میانی مدنظر است. برای این منظور ابتدا روش مدل‌سازی اجزای سیستم تحت مطالعه یعنی موتور، کمپرسور، توربین و خنک‌کن میانی معرفی می‌شود. سپس پایه‌های مفهومی لازم برای تحلیل انرژی سیستم، با تعریف عبارات انرژی و ایجاد معادله تعادلی مربوط بنا نهاده می‌شود و روابط مربوط به بازده قانون دوم، براساس تعریف مربوط به حالت ایدئال عملکردی برای هر جزء ارائه می‌شود. همچنین روش آنالیز انرژی واکونومیک برای تحلیل اقتصادی و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی بر مبنای ترکیب مفاهیم مالی و انرژی ارائه می‌شود. از نتایج تحلیل انرژی مشخص می‌شود که فرایند احتراق عامل غالب در بازگشت ناپذیری سیستم است. از نتایج دیگر این تحقیق، می‌توان به عملکرد مطلوب‌تر موتور از منظر پارامترهای انرژی واکونومیک نسبت به سایر اجزای سیستم اشاره کرد.

واژه‌های کلیدی: موتور احتراق داخلی، پرخوران، خنک‌کن میانی، آنالیز انرژی، انرژی واکونومیک.

۱. مقدمه

تحقیق، از نتایج تحلیل انرژی و اقتصادی موتور احتراق داخلی مجهز به... استفاده کردند [۱۱]. همچنین می‌توان از مطالعه احمدی و همکارانش به‌عنوان نمونه دیگری از بهینه‌سازی چندهدفه توسط تحلیل انرژی و اقتصادی نام برد [۱۲]. گاپتا و همکاران از این تحلیل به منظور بررسی عملکرد دیگ بخار با سوخت زغال‌سنگ استفاده کردند [۱۳]. الماسی و همکارانش از این تحلیل برای بهینه‌سازی عملکرد نیروگاه توربین گاز ماهشهر استفاده کردند [۱۴]. از کاربردهای مهم این تحلیل می‌توان به بررسی کارایی سیستم‌های بازیاب حرارتی اشاره کرد [۱۵] و [۱۶]. در تحقیق حاضر، از روش هزینه مخصوص انرژی (SPECO³) برای تحلیل مالی سیستم استفاده شده است [۱۷]. نمونه شناخته‌شده کاربرد این روش، مسئله بهینه‌سازی چرخه ترکیبی CGAM است [۱۸].

توسط رابطه تعادلی انرژی برای سیستم‌های حرارتی می‌توان مقدار و منبع تخریب قابلیت کاردهی را تعیین کرد. در این تحقیق، ابتدا فرایند تطابق موتور و پرخوران شبیه‌سازی می‌شود. برای این منظور، روش مدل‌سازی اجزای سیستم به اختصار توضیح داده می‌شود. سپس تعاریف لازم برای تحلیل انرژی سیستم بیان می‌شود و با توجه توأمان به مفاهیم مالی و انرژی تحلیل انرژی و اقتصادی بنا نهاده می‌شود. در انتها تحلیل‌های بحث‌شده برای یک نقطه عملکردی سیستم به کار گرفته می‌شوند و عملکرد سیستم از منظر قانون دوم ترمودینامیک و تعاریف اقتصادی ارزیابی می‌شود.

۲. مشابه‌سازی موتور پرخورانی شده

در این قسمت، روش‌های به‌کارگیری شده برای مدل‌سازی عملکرد موتور و اجزای سیستم پرخوران بررسی می‌شوند. همچنین توضیحاتی کلی درباره فرایند شبیه‌سازی تطابق پرخوران با موتور و چگونگی بررسی کیفیت انطباق به بحث گذاشته می‌شود. به‌طور کلی، توربوماشین به‌صورت ایدئال مناسب کارکرد در ترکیب با ماشین‌های رفت و برگشتی نیست، بنابراین ترکیب موتور و پرخوران باید با دقت طراحی شود [۲]. هدف کلی فرایند تطابق، انطباق پرخوران با مناسب‌ترین مشخصات به موتور برای به‌دست‌آوردن بهترین عملکرد کلی از موتور است. برای این منظور، بررسی دقیق سیستم‌های موجود در پرخورانی، مطابق شکل (۱) الزامی است. فرایند شبیه‌سازی تطابق طبق نمودار گردش ارائه‌شده در بخش ضمائم است.

استفاده از پرخوران^۱ یکی از روش‌های دستیابی به موتور با ابعاد کوچک‌تر به‌همراه حفظ قدرت تولیدی و بازده آن است. اساس این روش راندن یک کمپرسور به‌کمک یک توربین و افزایش فشار و چگالی هوای ورودی موتور و در نتیجه، افزایش مقدار دبی جرمی هوای ورودی است [۱، ۲، ۳]. مطالعات فراوانی روی تأثیر پرخوران‌ها بر عملکرد موتورهای احتراق داخلی انجام گرفته‌اند و تمامی این مطالعات مؤید افزایش توان خروجی موتور در اثر پرخورانی شدن هستند؛ منوط به اینکه انتخاب پرخوران به‌منظور تطابق با موتور به‌طور صحیحی انجام بگیرد [۴ و ۵].

اولین مدل‌های احتراق در موتورهای احتراق داخلی توسط اعمال قانون اول ترمودینامیک روی سیستم بسته با حجم وابسته به زمان، به‌صورت یک یا چند ناحیه‌ای به‌دست آمدند [۱]. بنای مدل‌های چندناحیه‌ای، قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک است و در مدل‌سازی موتور به روش ترمودینامیکی، استفاده از قانون دوم به‌عنوان یکی از لوازم مدل‌سازی مطرح نیست، ولی با توسعه مفاهیم ترمودینامیک مشخص شد که استفاده تنها از قانون اول به‌طور کامل، مشخص‌کننده عملکرد موتور نیست و برای بررسی تخریب انرژی قابل استفاده در فرایندهای مختلف موتور، نیاز به استفاده از قانون دوم است. به این ترتیب، تحلیل انرژی فرایندهای موتور به‌منظور شناخت مناطق افت قابلیت کاردهی رواج پیدا کرد [۶ و ۷]. از نمونه‌های کامل کاربرد تحلیل انرژی و انرژی روی موتور احتراق داخلی می‌توان به مقاله‌ای از راکپولوس و همکاران [۸] اشاره کرد.

در دهه‌های اخیر، به‌سبب بالارفتن قیمت‌های انرژی، افزایش آسیب‌های زیست‌محیطی و محدودیت در منابع تجدیدناپذیر عملکرد بهینه سیستم از منظر مصرف انرژی و هزینه‌های تولیدی اهمیت ویژه‌ای یافته است. اهداف مذکور منجر به شکل‌گیری ایده توجه همزمان به مفاهیم ترمودینامیکی و اقتصادی شده است. به این ترتیب، ترکیب قانون دوم ترمودینامیک با مفاهیم اقتصادی به‌منظور تعیین ارزش مالی جریان‌های انتقال انرژی منجر به شکل‌گیری ابزاری توانمند برای بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی پیچیده شده است که به نام تحلیل انرژی و اقتصادی^۲ شناخته می‌شود. روش‌های متفاوتی برای استفاده از این دیدگاه توسعه پیدا کرده‌اند [۹ و ۱۰]. از موارد استفاده این تحلیل می‌توان به کار عباسپور و همکاران برای بهینه‌سازی چندهدفه چرخه تبرید جذب آب لیتیم برمید اشاره کرد. ایشان در این

1. Turbocharger
2. Exergoeconomic

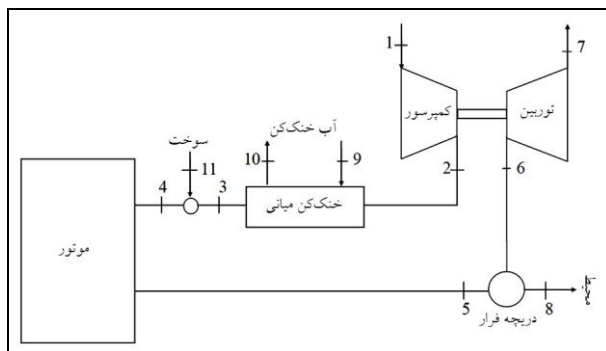
عملکرد توربوماشین‌ها در هر سطحی بر شناخت دقیق فرایندهای ترمودینامیکی و مکانیک سیالاتی آن استوار است. در این تحقیق، از فرض وجود جریان یک‌بعدی گاز ایدئال برای مدل‌سازی ساده‌تر و پرهیز از ورود به پیچیدگی‌های مربوط به جریان دو‌بعدی و سه‌بعدی در توربوماشین‌ها و صرفه‌جویی در زمان و هزینه استفاده می‌شود و توسط ضرایب افت که غالباً به شکل تجربی به دست می‌آیند، اثرات جریان ثانویه و سایر افت‌های جریان واقعی به مدل اضافه می‌شوند [۲۴]. جریان یک‌بعدی به صورت جریانی شناخته می‌شود که خواص آن در صفحه عمود بر راستای حرکت سیال ثابت می‌ماند و تنها در جهت حرکت سیال تغییر می‌کند. در این مدل‌سازی، فرض بر این است که سیال در راستای خطوط جریان که خود منبعث از هندسه توربوماشین است، حرکت می‌کند. به این ترتیب، جریان در هر نقطه توسط چهار مقدار، به عنوان مثال دما، فشار، سرعت و زاویه جریان شناسایی می‌شود.

در مدل یک‌بعدی، هر جزء کمپرسور شامل مجرای ورودی، پروانه، دیفیوزر و کلکتور و هر جزء توربین، شامل مجرای ورودی، حلزونی، نازل و روتور، به صورت مجزا مدل‌سازی می‌شود و ضرایب افت مربوط به صورت تابعی از تولید آنتروپی بر معادلات حاکم اعمال می‌شوند. شرح کامل معادلات حاکم در هر بخش و روش حل در مراجع [۲۵، ۲۶ و ۲۷] ذکر شده است.

به منظور دستیابی به یک تطابق صحیح بین موتور و پرخوران، در ابتدا باید تمامی نقاط کارکردی موتور مجهز به پرخوران مورد نظر به دست آیند. این نقاط کارکردی شامل خطوط سرعت ثابت و بار ثابت هستند. خطوط سرعت ثابت با ثابت نگه داشتن سرعت موتور و تغییر میزان بازشدگی دریچه گاز به دست می‌آیند و به جای خطوط بار ثابت که نیازمند به کارگیری مکانیزم‌های کنترلی است و در شرایط آزمایشگاهی حالت انتزاعی دارد، از ثابت نگه داشتن مکان دریچه گاز و تغییر سرعت موتور استفاده می‌شود [۴]. برهم‌نهی این خطوط با منحنی عملکرد کمپرسور تصویر لازم برای ارزیابی کیفیت تطابق را شکل می‌دهد. قرارگرفتن شرایط کارکردی موتور در منطقه امن و پربازده منحنی کمپرسور متضمن تطابق مناسب پرخوران مورد نظر با موتور است. در ادامه، روابط مورد نیاز برای شبیه‌سازی تطابق آورده شده است.

مقدار هوای عبوری از موتور براساس مشخصات هندسی، شرایط کارکردی موتور و میزان تقویت فشار در کمپرسور، طبق رابطه (۱) تعیین می‌شود.

$$\dot{m}_a = \eta_v \frac{N}{2} \rho_{a,i} V_d \quad (1)$$



شکل (۱): نمای شماتیک سیستم مورد بررسی

۱.۲. موتور

مدل‌سازی چرخه عملکردی موتور در این تحقیق، بر مبنای قوانین مکانیک سیالات، قوانین ترمودینامیک، قانون بقای جرم، واکنش‌های تعادلی و روابط حاکم بر گاز شبه کامل استوار است و به این ترتیب، خواص ماکروسکوپی مخلوط درون سیلندر، مانند فشار و دما و دیگر کمیت‌های مورد نظر، با فرض وقوع فرایندهای ترمودینامیکی به صورت شبه تعادلی، در درجات مختلف لنگ محاسبه می‌شوند. به طور خاص، مشابه‌سازی احتراق براساس روش‌های چندناحیه‌ای صورت گرفته که بر پایه یکسان‌سازی خواص ترمودینامیکی در هر ناحیه و یکسان‌سازی فشار در تمام سیلندر توسعه پیدا کرده‌اند [۱۹]. مرز تشخیص نواحی در این مدل بر پایه پیشروی آشفته شعله بنا نهاده شده است. سرعت پیشروی شعله بسته به نوع سوخت و خواص ترمودینامیکی مخلوط درون محفظه احتراق متفاوت است [۲۰]. همچنین میزان انتقال حرارت در چرخه کاری موتور، براساس مدل اناند^۱ محاسبه شده است [۱]. به منظور نیل به نتایج صحیح در شبیه‌سازی، لازم است ضرایب تجربی مربوط به مدل احتراقی و انتقال حرارت با استفاده از داده‌های آزمون کالیبره شوند [۲۱].

در مدل‌سازی فرایندهای چرخه تولید، توان موتور از هر درجه لنگ به عنوان یک گام محاسباتی برای گسسته‌سازی معادلات توسعه یافته بهره‌گیری می‌شود. به این ترتیب، خواص ترمودینامیکی در هر گام به روش حل تکرارشونده توسط روابط ارائه شده و با داشتن خواص گام قبل قابل محاسبه است. شرح کامل معادلات حاکم در هر بخش و روش حل در مراجع [۲۱-۲۳] ذکر شده است.

۲.۲. کمپرسور و توربین شعاعی

در سیستم‌های پرخورانی به دلیل مواجهه با دبی زیاد و محدوده وسیع عملکردی، توربوماشین‌های شعاعی به کار گرفته می‌شوند [۲]. تحلیل

می‌شود. معیار تعیین کننده وقوع خفگی نسبت فشار بیشتر از

$$\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{در دو سمت گلوگاه است [۵].}$$

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (۵)$$

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (۶)$$

که در روابط (۵) و (۶)، ضریب تخلیه، A_R سطح مقطع کمینه عبور جریان، R ثابت گاز، P_0 و T_0 به ترتیب بیانگر فشار و دمای سکون جریان بالادست و P بیانگر فشار استاتیک جریان پایین دست هستند.

۴.۲. خنک کن میانی

به منظور افزایش میزان هوای ورودی به موتور، معمولاً پس از کمپرسور، از خنک کن میانی بهره گرفته می‌شود. این سیستم سبب جبران افزایش دما در کمپرسور می‌شود و موجب افزایش چگالی هوا پیش از ورود به موتور می‌گردد. در سیستم‌های پرخورانی به دلیل فضای اندک نصب و مواجهه با سیال گازی معمولاً از مبدل‌های فشرده استفاده می‌شود [۲۸]. مشخصه اصلی این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بزرگ است که توسط تعداد زیاد فین با فواصل کم حاصل می‌شود. اولین مرحله در تحلیل ترمودینامیکی مبدل، مربوط به مشخصه‌سازی هندسی آن است. در مرحله بعدی، نیاز به تعیین شرایط کاری مبدل است. این شرایط شامل دبی سیال‌های عبوری و دما و فشار ورودی آن‌هاست. در مرحله بعد، به منظور دستیابی به دمای توده‌ای سیال‌های عبوری، حدس اولیه‌ای از دما و فشار خروجی هر سیال در نظر گرفته می‌شود. دماهای توده‌ای حاصل، برای تعیین خواص میانگین ترمودینامیکی هر سیال حین عبور از سطوح مبدل الزامی هستند. به منظور حصول حدس اولیه دقیق می‌توان با توجه به ساختار مبدل، از حالت ایدئال خروجی آن استفاده کرد. در مرحله بعد، به محاسبه ضریب انتقال حرارت و ضریب افت فشار پرداخته می‌شود. برای این منظور، می‌توان به نتایج آزمایشگاهی روی انواع مبدل‌های فشرده رجوع کرد [۲۹]. این نتایج نشانگر تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی و اصطکاک سیال بر حسب عدد رینولدز جریان عبوری می‌باشد. در مرحله بعد، به محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت مبدل توسط ساختار و خواص ترمودینامیکی سطوح و ضرایب انتقال حرارت به دست آمده برای هر سیال از مرحله قبل پرداخته می‌شود. در مرحله بعد، با استفاده از روش $\varepsilon\text{-Ntu}$ دمای خروجی هر سیال به دست می‌آید و توسط ضرایب افت فشار به دست آمده، خواص

که در این رابطه η_v راندمان حجمی، N دور موتور، $\rho_{a,i}$ چگالی هوای مکشی و V_d حجم جابجایی می‌باشند. توان مورد نیاز کمپرسور برای ایجاد نسبت فشار مورد نظر، از رابطه (۲) قابل محاسبه است.

$$\dot{W}_C = \frac{1}{\eta_C} \dot{m}_a h_{0i} \left[\left(\frac{P_e}{P_{0i}}\right)^{\frac{\gamma_i-1}{\gamma_i}} - 1 \right] \quad (۲)$$

که در این رابطه η_C بازده کمپرسور، h_0 انتالپی سکون، γ ضریب اتمیسته گاز و پانویس‌های i و e به ترتیب بیانگر خواص ورودی و خروجی می‌باشند. توان مورد نیاز کمپرسور توسط توربین و با در نظر گرفتن بازده محور متصل کننده کمپرسور و توربین، طبق رابطه (۳) تأمین می‌شود.

$$\dot{W}_C = \eta_{mech} \dot{W}_T \quad (۳)$$

که در رابطه فوق η_{mech} بازده مکانیکی می‌باشد. مقدار توان تولیدی توربین از سیال عبوری طبق رابطه (۴) محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}_T = \eta_T (\dot{m}_a + \dot{m}_f - \dot{m}_w) h_{0i} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_{0i}}\right)^{\frac{\gamma_i-1}{\gamma_i}} \right] \quad (۴)$$

که در رابطه اخیر η_T بیانگر بازده توربین است. در روابط (۲) و (۴)، توجه به این نکته ضروری است که بازده کمپرسور و توربین در سیستم پرخورانی، معمولاً براساس منطق سکون به استاتیک مورد نظر قرار می‌گیرد. دلیل این امر بهره‌گیری کمتر از سرعت جریان و اتلاف آن در سیستم پرخورانی است [۱]. در رابطه (۴)، \dot{m}_f دبی سوخت پاشیده شده در چند راهه ورودی است و براساس نسبت سوخت به هوا، طبق رابطه $\dot{m}_f = \dot{m}_a [FAR]$ قابل محاسبه است. همچنین در رابطه (۴)، \dot{m}_w دبی عبوری از دریچه فرار است که براساس مشخصات هندسی و مکانیزم‌های تحریک دریچه فرار برای دستیابی به مشخصات عملکردی هدف و کارکرد بهینه در نواحی مورد نظر قابل تنظیم است.

۳.۲. دریچه فرار

دبی جرمی عبوری از یک شیر معمولاً براساس رابطه عبور جریان تراکم‌پذیر از یک مانع توصیف می‌شود. این رابطه براساس تحلیل یک‌بعدی جریان تراکم‌پذیر با در نظر گرفتن تأثیرات جریان واقعی به صورت ضریب تخلیه حاصل شده است. برای محاسبه دبی جرمی جریان عبوری به فراخور عدم مواجهه و مواجهه با خفگی جریان در گلوگاه مجرای عبور جریان، به ترتیب از روابط (۵) و (۶) بهره برده

البته براساس شرایط کاری سیستم قابل تغییرند. ترکیب شیمیایی محیط به صورت مخلوطی از اکسیژن و نیتروژن و دی‌اکسیدکربن و بخار آب با شرط مخلوط گازهای ایدئال در نظر گرفته می‌شود. در رابطه با درصد حجمی هر جزء در مخلوط هوا، به دلیل وجود بخار آب، براساس رطوبت نسبی هوا تصمیم‌گیری می‌شود. برای نمونه، می‌توان به درصد حجمی اجزا در رطوبت نسبی هوای ۶۰ درصد اشاره کرد. در این حالت، ترکیب مولی محیط به صورت اکسیژن ۲۰/۵۵ درصد، نیتروژن ۷۶/۶۲ درصد، دی‌اکسیدکربن ۰/۳ درصد، بخار آب ۱/۸۸ درصد و سایر اجزا ۰/۹۲ درصد است. مقادیر نسبت مولی هر جزء در رطوبت نسبی‌های مختلف از مرجع [۳۲] قابل دستیابی‌اند.

۱.۳. رابطه تعادلی انرژی

با توجه به تعاریف انجام‌گرفته و حذف انتقال حرارت سیستم به محیط، بین روابط قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک، می‌توان رابطه تعادلی انرژی را برای یک سیستم، طبق رابطه (۷) تعریف کرد. بدیهی است در صورت مواجهه با سیستم بسته عبارات مربوط به ورود و خروج جریان جرمی از معادله حذف می‌شوند.

$$\frac{dA_{sys}}{dt} - \dot{E}_Q + \dot{E}_W + \dot{E}_{f,out} - \dot{E}_{f,in} + \dot{I} = 0 \quad (7)$$

در رابطه (۷)، عبارت اول مربوط به نرخ تغییر انرژی درون سیستم است. عبارت دوم مربوط به نرخ انرژی منتقل‌شده توسط انتقال حرارت است که از رابطه (۸) قابل محاسبه است. در این رابطه، Q_j انتقال حرارت از سیستم به محیط و T_j دمای مرز انتقال حرارت است. در تحلیل انرژی موتورها احتراق داخلی، معمولاً از دمای آبی درون محفظه به عنوان دمای مرز سیستم استفاده می‌شود [۸].

$$\dot{E}_Q = \int_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j \quad (8)$$

عبارت سوم در رابطه (۷) نرخ انتقال انرژی همراه با کار است که از رابطه (۹) محاسبه می‌شود. در این رابطه، عبارت دوم سمت راست معادله بیانگر کار انجام‌گرفته توسط محیط روی سیستم است و برای سیستم قابل دستیابی نیست و باید برای رسیدن به انرژی منتقل‌شده توسط کار، از کار کل کسر شود.

$$\dot{E}_W = \dot{W}_{sys} - P_0 \frac{dV_{sys}}{dt} \quad (9)$$

عبارات چهارم و پنجم در رابطه (۷)، به ترتیب نرخ انرژی درون ورودی به سیستم و خروجی از آن است و از رابطه (۱۰) به دست می‌آیند.

$$\dot{E}_f = \sum_k \dot{n}_k \bar{e}_k \quad (10)$$

ترمودینامیکی هر سیال و هندسه سطوح میزان افت فشار هر سیال محاسبه می‌شود. حال می‌توان حدس اولیه خواص خروجی هر سیال را تصحیح کرد و مسیر پیموده‌شده به منظور دستیابی به خواص خروجی را مجدداً از سر گرفت تا همگرایی در نتایج حاصل شود. شرح کامل معادلات حاکم در هر بخش، در مراجع [۲۲ و ۳۰] ذکر شده است.

۳. تحلیل انرژی

محتوای انرژی یک ماده نشانگر میزان پتانسیل انجام کار مفید توسط آن است. این محتوای انرژی با فاصله گرفتن سیستم از شرایط محیط افزایش می‌یابد. در واقع قابلیت کاردهی، انرژی، سیستم در یک حالت مشخص، به عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم‌کنش سیستم با محیط اطرافش تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی و درحالی‌که تنها انتقال حرارت سیستم با محیط صورت گیرد، تعریف می‌شود. به حالتی که در آن سیستم، به تعادل با محیط می‌رسد، حالت مرده گفته می‌شود [۳۱]. وجود تعادل مکانیکی و گرمایی بین سیستم و محیط به اصطلاح تعادل ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگر تنها تعادل ترمومکانیکی بین سیستم و محیط اطرافش برقرار باشد، گفته می‌شود که سیستم در حالت مرده محدود قرار دارد. معمولاً حالت مرده محدود، این گونه تعریف می‌شود که در آن، ترکیب شیمیایی سیستم با ترکیب شیمیایی آن در حالت اول یکسان است. عبارات انرژی گرمایی و انرژی مکانیکی مجموعاً انرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود. انرژی شیمیایی به صورت قابلیت کاردهی سیستم در اثر وقوع واکنش شیمیایی برگشت‌پذیر بین اجزای سیستم و اجزای محیط یا عبور بازگشت‌پذیر اجزای سیستم به شرایط محیط و اختلاط با محیط تا رسیدن از حالت مرده محدود به حالت مرده تعریف شده و به صورت مجزا از انرژی ترمومکانیکی مطالعه می‌شود [۸]. تعادل گرمایی زمانی که دمای سیستم با دمای محیط اطرافش برابر شود و تعادل مکانیکی زمانی که اختلاف فشاری بین سیستم و محیط اطرافش موجود نباشد، حاصل می‌شوند [۷]. تعادل شیمیایی تنها زمانی حاصل می‌شود که سیستم شامل هیچ جزئی نباشد که بتواند از طریق برهم‌کنش با محیط اطرافش کار تولید کند. تنها اجزایی از سیستم که نمی‌توانند با اتمسفر واکنش شیمیایی بدهند و در نتیجه اجزای مخلوط در حالت مرده را تشکیل می‌دهند، اجزای محیط‌اند [۳۲].

انتخاب شرایط محیطی مرجع تأثیر بسزایی در تعیین میزان قابلیت کاردهی سیستم دارد، زیرا این مرجع تعیین‌کننده شرایط وقوع تعادل بین سیستم و محیط است. برای دما و فشار معمولاً شرایط محیطی به صورت $T_0 = 298/15 \text{ K}$ و $P_0 = 101325 \text{ Pa}$ در نظر گرفته می‌شوند؛

عبارت آخر در رابطه (۷)، نشانگر نرخ بازگشت ناپذیری، نرخ تخریب انرژی، درون سیستم طی فرایند سپری شده است. تعیین محل مرز سیستم تأثیر بسزایی بر مقدار به دست آمده برای این عبارت دارد. روش دیگر محاسبه این عبارت استفاده از رابطه تعادلی آنتروپی درون سیستم به منظور محاسبه نرخ تولید آنتروپی است که به وسیله آن می توان از رابطه $I = T_0 S_{gen}$ به میزان بازگشت ناپذیری رسید. شرح مبسوط چگونگی به دست آمدن روابط (۷) تا (۱۴) در مراجع [۷، ۸، ۲۲ و ۳۲] آورده شده است.

۲.۳. بازده انرژی

محاسبه بازده بر اساس تعریفی که از عایدی، مصرفی و حالت ایدئال در سیستم صورت می گیرد، انجام می شود. بر این اساس، طیف وسیعی از روابط برای محاسبه راندمان قابل ارائه است. در جدول (۲)، روابط به کار گرفته شده در این تحقیق، برای محاسبه بازده قانون دوم برای اجزای سیستم مورد مطالعه ارائه شده است.

جدول (۲): روابط بازده قانون دوم برای اجزای سیستم	
رابطه بازده قانون دوم	جزء
$\eta_{II,C} = \frac{E_e - E_i}{W}$	کمپرسور
$\eta_{II,I} = \frac{\sum E_e}{\sum E_i}$	خنک کن میانی
$\eta_{II,E} = \frac{W}{E_i}$	موتور
$\eta_{II,T} = \frac{W}{E_i - E_e}$	توربین

۳.۳. آنالیز انرژی و اقتصادی

انرژی و اقتصادی یا ترمودینامیک شاخه ای از مهندسی است که به ترکیب تحلیل انرژی و اصول اقتصادی می پردازد و به این ترتیب، برای طراحان یک سیستم، اطلاعاتی را فراهم می کند که از طریق تحلیل های معمول انرژی و بررسی های اقتصادی در دسترس نیست، ولی برای طراحی و عملکرد یک سیستم با هزینه بهینه حیاتی است. بنابراین، اهداف تحلیل انرژی و اقتصادی شامل محاسبه جداگانه هزینه های هر محصول تولید شده توسط سیستم چند محصوله، ادراک فرایند تشکیل هزینه و جریان هزینه در سیستم، بهینه سازی متغیرهای خاص در یک جزء مجرد و بهینه سازی کلی سیستم است [۳۳].

روش های متفاوتی برای تحلیل انرژی و اقتصادی پیشنهاد شده اند. در این تحقیق، از روش هزینه مخصوص انرژی استفاده شده است. این

در رابطه (۱۰)، \bar{b} انرژی مولی جریان جرمی است و مشتمل بر دو قسمت انرژی ترمودینامیکی و انرژی شیمیایی طبق رابطه (۱۱) است.

$$\bar{b} = \sum_i y_i (\bar{b}_i^{ch} + \bar{b}_i^{m}) \quad (11)$$

انرژی جاری ترمودینامیکی جزء i از اختلاف شرایط حاضر با شرایط محیطی، طبق رابطه (۱۲) به دست می آید.

$$\bar{b}_i^{m} = \bar{h}_i - \bar{h}_{i,0} - T_0 (\bar{s}_i - \bar{s}_{i,0}) \quad (12)$$

که در رابطه فوق پانویس ۰ مربوط به خواص محیط می باشد. انرژی شیمیایی جزء i بر حسب وجود یا عدم وجود در محیط، به ترتیب طبق روابط (۱۳) و (۱۴) محاسبه می شود. هر جزء ناموجود در محیط یک سوخت بالقوه در نظر گرفته شده است.

$$\bar{b}_i^{ch} = \bar{R} T_0 \ln \frac{y_i}{y_{i,00}} \quad (13)$$

که در رابطه (۱۳)، \bar{R} ثابت جهانی گازها، y نسبت مولی در مخلوط و y_{00} نسبت مولی در شرایط محیطی هستند.

رابطه (۱۴) با توجه به واکنش سوختن جزء ناموجود در محیط که فرآورده های آن اجزای محیطی حاصل شده است و مقادیر v به ضرایب استوکیومتری این واکنش مربوط است.

$$\bar{b}_{fuel}^{ch} = \bar{b}_{fuel,pure}^{ch} + \bar{R} T_0 \ln y_{fuel} \quad (14)$$

$$\bar{b}_{fuel,pure}^{ch} = -\Delta \bar{g}_{T_0}^{\circ} + \bar{R} T_0 \ln \frac{(y_{O_2,00})^{v_{O_2}}}{\prod_p (y_{i,00})^{v_i}}$$

$$\Delta \bar{g}_{T_0}^{\circ} = \sum_p v_i \bar{g}_{i,T_0}^{\circ} - v_{O_2} \bar{g}_{O_2,T_0}^{\circ} - \bar{g}_{fuel,T_0}^{\circ}$$

$$\bar{g}_i = \bar{h}_i - T \bar{s}_i$$

که در رابطه (۱۴)، \bar{h} انتالپی مولی، \bar{s} آنتروپی مولی و \bar{g} انرژی آزاد استاندارد گیبس مولی است. درباره سوخت های هیدروکربنی محاسبه انرژی می تواند بر اساس روابط تجربی موجود انجام شود. نتایج برخی از این روابط برای تعدادی از سوخت های پرکاربرد در جدول (۱)، به صورت نسبت انرژی به ارزش حرارتی پایین سوخت آورده شده است. همان طور که از اطلاعات این جدول مشخص است، برای یک سوخت، مقادیر متفاوتی پیشنهاد شده است.

جدول (۱): تقریب انرژی شیمیایی سوخت های خالص مختلف در

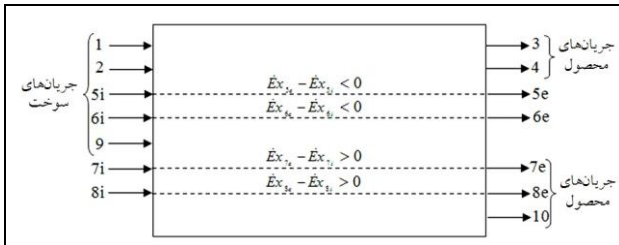
شرایط استاندارد [۸]

سوخت	$\frac{\bar{b}_{fuel,pure}^{ch}}{LHV}$
دودکان نرمال (C ₁₂ H ₂₆)	۱/۰۶۴۵، ۱/۰۷۷۵
دیزل (C _{14.4} H _{24.9})	۱/۰۵۹۹، ۱/۰۶۹۹
اکتان (C ₈ H ₁₈)	۱/۰۶۳۸، ۱/۰۷۸۹، ۱/۰۲۸۶
بنزین (C ₇ H ₁₇)	۱/۰۶۵۲، ۱/۰۸۲

$$c_{5e} = c_{5i} \quad (17)$$

$$c_{6e} = c_{6i} \quad (18)$$

$$c_3 = c_4 = \frac{\dot{C}_{7e} - \dot{C}_{7i}}{\dot{E}x_{7e} - \dot{E}x_{7i}} = \frac{\dot{C}_{8e} - \dot{C}_{8i}}{\dot{E}x_{8e} - \dot{E}x_{8i}} = c_{10} \quad (19)$$



شکل (۲): نمای شماتیک جریانهای انرژی در یک جزء [۱۱]

در جدول (۳)، رابطه تعادلی هزینه و روابط کمکی برای اجزای سیستم تشریح شده در شکل (۱) آورده شده است. به این ترتیب، دستگاه معادلات خطی لازم برای محاسبه مجهولات به دست می آید.

جدول (۳): رابطه تعادلی هزینه و روابط کمکی برای اجزای سیستم

روابط کمکی	رابطه تعادلی هزینه	جزء
$\dot{C}_1 = 0$	$\dot{C}_2 = \dot{C}_{W,C} + \dot{C}_1 + \dot{Z}_C$	کمپرسور
$c_2 = c_3 (F), \dot{C}_9 = 0$	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{10} = \dot{C}_9 + \dot{C}_2 + \dot{Z}_I$	خنک کن میانی
	$\dot{C}_4 = \dot{C}_{11} + \dot{C}_3$	تزریق سوخت
$c_5 = c_{Q,E} = c_{W,E} (P)$	$\dot{C}_5 + \dot{C}_{W,E} + \dot{C}_{Q,E} = \dot{C}_4 + \dot{Z}_E$	موتور
$c_5 = c_6 = c_8 (F)$	$\dot{C}_6 + \dot{C}_8 = \dot{C}_5$	دریچه فرار
$c_6 = c_7 (F),$ $c_{W,T} = c_{W,C} (P)$	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{W,T} = \dot{C}_6 + \dot{Z}_T$	توربین

توسط روش مذکور، نرخ اتلاف هزینه هر جزء در اثر بازگشت ناپذیری، از رابطه $c_{F,k} \dot{I}_k$ قابل محاسبه است. در این رابطه، $c_{F,k}$ هزینه واحد انرژی سوخت برای هر جزء است. به منظور بررسی اقتصادی عملکرد هر جزء معمولاً از پارامتر انرژی و اکونومیک f_k طبق رابطه (۲۰) استفاده می شود. مقادیر نزدیک به یک این پارامتر، بیانگر عملکرد مطلوب آن جزء است. متغیر دیگر پرکاربرد در این زمینه، تفاوت هزینه نسبی است که بیانگر افزایش نسبی هزینه مخصوص بین سوخت و محصول است و از رابطه (۲۱) محاسبه می شود. این پارامتر برای بهینه سازی عملکرد یک جزء مفید است [۳۳].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{I}_k} \quad (20)$$

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (21)$$

روش بر پایه هزینه بر واحد انرژی، راندمان انرژی و معادلات کمکی برای اجزای متفاوت سیستم حرارتی استوار است. این روش شامل مراحل شناسایی جریانهای انرژی، شناسایی سوخت و محصول برای هر جزء سیستم حرارتی و استفاده از روابط هزینه است [۱۷].

در قیمت گذاری انرژی، به هر جریان انرژی، یک هزینه تخصیص داده می شود. این جریانهای انرژی شامل انرژی متقبل شده توسط جریانهای ورودی و خروجی، توسط کار و توسط گرما هستند. به این ترتیب برای یک جزء k می توان رابطه تعادلی هزینه را طبق رابطه (۱۵) نوشت [۳۴].

$$\sum_{out} \dot{C}_{f,k} + \dot{C}_{W,k} = \dot{C}_{Q,k} + \sum_{in} \dot{C}_{f,k} + \dot{Z}_k \quad (15)$$

که در رابطه فوق، $\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}_Q$ و $\dot{C}_W = c_W \dot{E}_W$ ، $\dot{C}_f = c_f \dot{E}_f$ هستند و c بیانگر قیمت واحد انرژی می باشد. همچنین \dot{Z}_k نرخ هزینه های سرمایه گذاری و تعمیر و نگهداری جزء مربوط است و از رابطه (۱۶) محاسبه می شود [۳۳].

$$\dot{Z}_k = \left(\frac{CC_L + OMC_L}{\tau} \right) \frac{PEC_k}{\sum_k PEC_k} \quad (16)$$

که در رابطه فوق، CC_L هزینه سرمایه گذاری تراشده، OMC_L هزینه تعمیر و نگهداری تراشده، τ مدت کارکرد سالانه و PEC_k هزینه خرید تجهیزات جزء مربوط هستند. به این ترتیب، هزینه های سالانه تراشده سرمایه گذاری، سوخت مصرفی، آب خام و تعمیر و نگهداری و همچنین هزینه های خرید تجهیزات و میزان کارکرد سالانه ملزومات آنالیز انرژی و اکونومیک هستند.

معادله (۱۵) نشان می دهد که کل ارزش جریان انرژی موجود برابر کل مخارج موجود برای تولید آن است. در حالت کلی، اگر تعداد جریانهای انرژی خروجی یک جزء n باشد، رابطه (۱۵) منجر به یک معادله و n مجهول می شود. بنابراین $n-1$ رابطه کمکی مورد نیاز است و با اصول F و P ، که در ادامه توضیح داده می شوند، حاصل می گردند.

اصل F (سوخت) مربوط به کاهش انرژی یک جریان در جزء مورد مطالعه است و برای این جریان، اختلاف انرژی بین ورودی و خروجی به عنوان سوخت تعریف می شود. طبق این اصل ارزش مخصوص این جریان باید برابر ارزش مخصوص جریان مشابه در جزء بالادست باشد. اصل P (محصول) مربوط به تزریق انرژی به یک جریان، درون جزء مورد نظر است. طبق این اصل هر واحد انرژی به هر جریان محصول با هزینه متوسط یکسان تزریق می شود. توضیح این اصول توسط شکل (۲) صورت می گیرد [۳۳].

برای شکل (۲)، از اصل F روابط (۱۷) و (۱۸) و از اصل P رابطه (۱۹) حاصل می شود.

۴. ارائه نتایج و بحث

همچنین مقایسه بازده قانون دوم موتور با شرایط تنفس طبیعی که از مدل سازی به میزان ۳۱/۷ درصد حاصل شده است، نشان می دهد که تجهیز موتور به سیستم پرخوران و خنک کن میانی سبب بهبود بازده قانون دوم موتور می شود. از دیگر نتایج این جدول می توان به عملکرد مطلوب تر موتور از منظر پارامترهای آگزژی و اکونومیک نسبت به سایر اجزای سیستم با وجود بازگشت ناپذیری بیشتر اشاره کرد. دلیل این امر مقدار کم هزینه مخصوص سوخت این جزء در تحلیل آگزژی و اکونومیک است. در این جدول، مقدار پارامتر r برای خنک کن میانی به دلیل دبی زیاد آب و تغییر آگزژی ناچیز ارائه نشده است.

در این قسمت، نتایج حاصل از مدل سازی موتور مجهز به سیستم های پرخوران و خنک کن میانی ارائه شده است. برای این منظور، ترکیب یک سیلندر از موتور Mazda B2000i با مشخصات مندرج در مرجع [۲۳]، کمپرسور شعاعی Schwitzer S2B با مشخصات مندرج در مرجع [۲۲]، توربین جریان مختلط کالج سلطنتی لندن با مشخصات مندرج در مرجع [۲۷] و خنک کن میانی از نوع مبدل فشرده 11.32-0.737-SR با مشخصات مندرج در مرجع [۲۲] بررسی شده است. شایان ذکر است که انتخاب موتور، کمپرسور و توربین براساس ایده مطرح شده برای انطباق مناسب پرخوران و موتور صورت گرفته است. همچنین پرخورانی در این تحقیق از نوع فشار ثابت است. در این تحقیق، مقادیر هزینه ترازشده سالانه به صورت سرمایه گذاری ۳ میلیارد ریال، سوخت مصرفی ۱۰۰ میلیون ریال، آب خام ۵ میلیون ریال و تعمیر و نگهداری ۱ میلیارد ریال، خرید موتور و متعلقات ۴۰۰ میلیون ریال، خرید کمپرسور ۱۲ میلیون ریال، خرید توربین ۱۵ میلیون ریال، خرید خنک کن میانی ۱۰ میلیون ریال و میزان کارکرد سالانه ۵ هزار ساعت در نظر گرفته شده اند.

جدول (۴): مقادیر خواص ترمودینامیکی سیال در موقعیت های متفاوت

موقعیت	فشار (kPa)	دما (K)	دبی ($g.s^{-1}$)	آگزژی (kW)
۱	۱۰۰	۳۰۰	۱۳۴/۷۵۹	-۰/۱۵۴
۲	۱۵۰	۳۵۳/۲۳۴	۱۳۴/۷۵۹	۵/۲۴۴
۳	۱۴۹/۹۸۸	۳۱۷/۷۷۶	۱۳۴/۷۵۹	۴/۷۰۲
۴	۱۴۹/۹۸۸	۳۱۷/۷۷۶	۱۴۳/۸۱۲	۴۰۶/۲۰۲
۶	۱۴۸	۸۵۰	۱۳۴/۱۸۸	۴۴/۱۳۰
۷	۱۰۱/۳۲۴	۷۹۰/۹۰۵	۱۳۴/۱۸۸	۳۳/۴۸۰

جدول (۵): نتایج آنالیز آگزژی و اکونومیک برای جریان های آگزژی

جریان آگزژی	نرخ هزینه ($kR.h^{-1}$)	هزینه مخصوص ($R.kJ^{-1}$)	جریان آگزژی	نرخ هزینه ($kR.h^{-1}$)	هزینه مخصوص ($R.kJ^{-1}$)
۱	۰	۰	Q,E	۳۹۱/۴۹	۰/۷
W,C	۴۷/۶۱	۱/۸	۵	۱۱۹/۱۸	۰/۷
۲	۶۹/۸۵	۳/۷	۸	۷/۹۷	۰/۷
۳	۶۲/۶۳	۳/۷	۶	۱۱۱/۲۱	۰/۷
۱۱	۰/۰۲	۰/۰۱۴	W,T	۵۳/۴۹	۱/۸
۴	۶۲/۶۵	۰/۰۴۳	۷	۸۴/۳۷	۰/۷
W,E	۳۲۸/۲۶	۰/۷			

جدول (۶): مقادیر بازگشت ناپذیری، بازده قانون دوم و پارامترهای تحلیل آگزژی و اکونومیک برای هر جزء

جزء	نرخ بازگشت ناپذیری (kW)	بازده قانون دوم (%)	پارامتر f	پارامتر r
کمپرسور	۱/۹۴۹	۷۳/۴۷	۰/۶۳۵	۱/۰۵۶
خنک کن میانی	۰/۶۰۶	۸۸/۶۵	۰/۶۹۴	-
موتور	۷۳/۲۳۹	۳۲/۰۷	۰/۹۸۵	۱۵/۲۷۹
توربین	۰/۸۴۹	۷۷/۵۱	۰/۹۲۸	۱/۵۷۱

تحقیق حاضر معطوف به فرایند تطابق برای نسبت توازن ۱ و دور موتور ۵۰۰۰ rpm است. همچنین سوخت استفاده شده بنزین با فرمول شیمیایی $C_{7.56}H_{15}$ است و محصولات احتراقی خروجی موتور بسیار نزدیک به محصولات احتراق کامل هستند. این امر با توجه به مدل سازی احتراق براساس تعادل شیمیایی و کاهش دمای محصولات در مرحله انبساط نزدیک به واقع است.

نتایج مربوط به تحلیل آگزژی در جدول (۴) آورده شده است. در این جدول، مقدار آگزژی ورودی کمپرسور منفی ذکر شده که با توجه به محدوده دما و فشار کمتر از فشار استاندارد منطقی است [۳۵]. نتایج مربوط به تحلیل آگزژی و اکونومیک در جدول (۵) ارائه شده است. نتایج این جدول را می توان برای اطلاع از میزان مزیت اقتصادی حاصل از بهینه سازی سیستم به کار گرفت. برای مثال، با توجه به نرخ هزینه برای جریان آگزژی Q,E و میزان کارکرد سالانه می توان دریافت کاهش ۱۰ درصدی آگزژی منتقل شده با گرما در موتور و تبدیل آگزژی ورودی بیشتری به کار می تواند در طول یک سال صرفه مالی حدود ۲۰۰ میلیون ریال ایجاد کند. تحلیل مشابهی برای مطالعه تأثیر اقتصادی کاهش بازگشت ناپذیری هر جزء سیستم نیز قابل بیان است. در انتها مقادیر بازگشت ناپذیری، بازده قانون دوم و پارامترهای تحلیل آگزژی و اکونومیک برای هر جزء در جدول (۶) ارائه شده است. از نتایج این جدول می توان دریافت که بیش از ۹۰ درصد از کل بازگشت ناپذیری سیستم مربوط به موتور است. این نتیجه با توجه به ماهیت فرایند احتراق دور از نظر نیست.

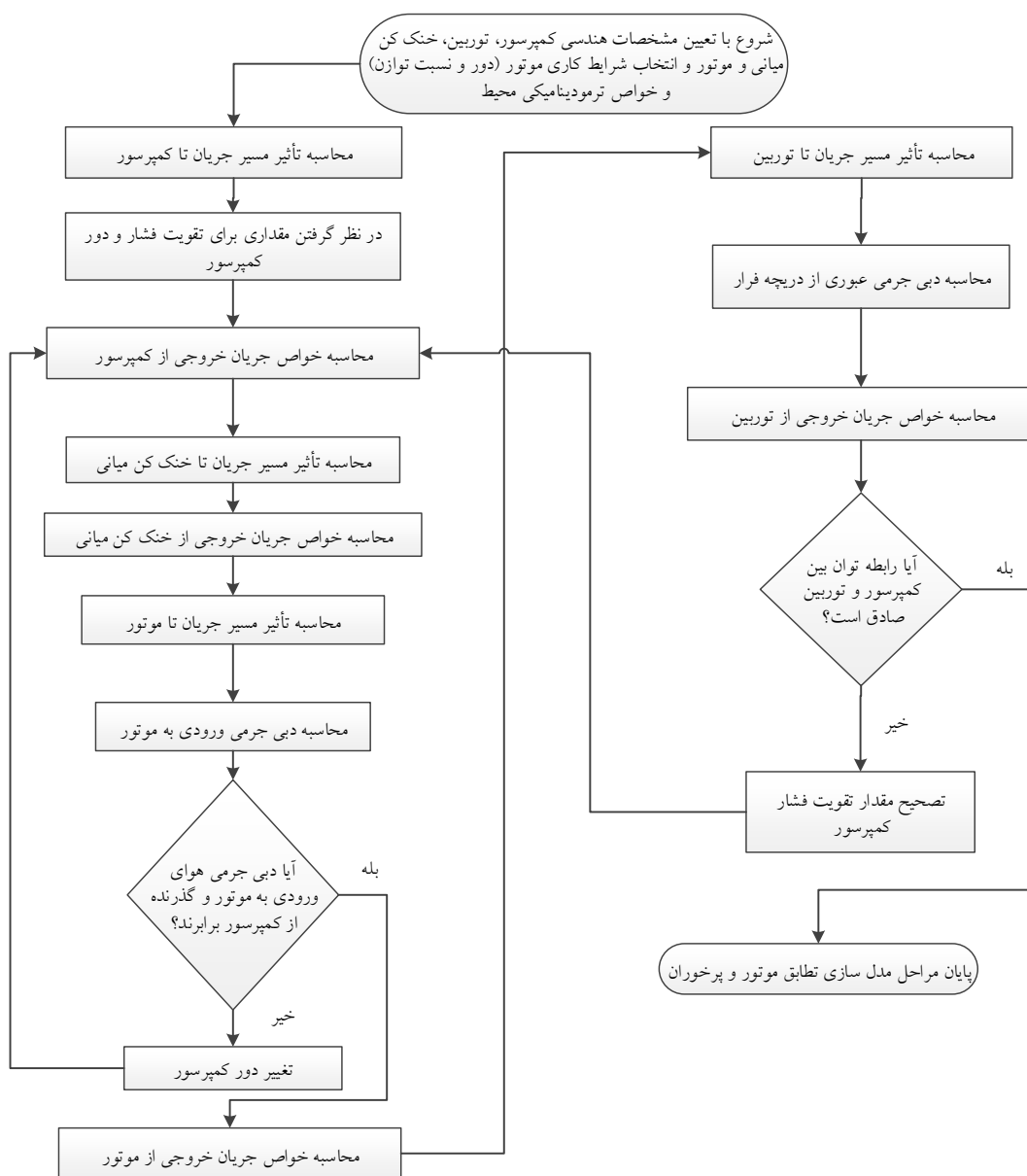
۵. نتیجه گیری

در این تحقیق، مدلی ریاضی بر مبنای اصول ترمودینامیک برای پیش بینی کیفیت تطابق موتور احتراق داخلی بنزینی و سیستم پرخورانی ارائه شده است. به منظور انجام تحلیل انرژی سیستم، پایه های مفهومی لازم با تعریف عبارات انرژی و ایجاد معادله تعادلی مربوط و به کار بردن آنها برای سیستم های بسته و حجم کنترل بنا نهاده شده است. همچنین روشی کارآمد برای تحلیل اقتصادی و بهینه سازی سیستم های حرارتی بر مبنای ترکیب تعاریف مالی و انرژی ارائه شده است. از نتایج تحلیل انرژی موتور مشخص شده است که فرایند احتراق عامل غالب در

تولید انرژی در موتور مجهز به پرخوران است. همچنین سیستم پرخورانی و خنک کن میانی سبب افزایش بازده انرژی موتور نسبت به حالت تنفس طبیعی شده اند. از نتایج دیگر این تحقیق، می توان به عملکرد مطلوب تر موتور از منظر پارامترهای انرژی و اکونومیک نسبت به سایر اجزای سیستم اشاره کرد.

ضمایم

در این قسمت، نمودار گردش مراحل مختلف مدل سازی تطابق موتور، سیستم پرخوران و خنک کن میانی ارائه شده است.



- [1] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, McGraw Hill, 1988.
- [2] Watson N., Jonata, M. S., *Turbocharging the internal combustion engine*, New York, MacMillan Press LTD, 1982.
- [3] Garrett, T. K., Newton, K., Steeds, W., *The Motor Vehicle*, Oxford, Butterworth-Heinemann, 13th ed., 2001.
- [4] Korakianitis, T., Sadoi, T., "Turbocharger-Design Effects on Gasoline-Engine Performance", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 127, pp. 525-530, 2005.
- [5] Kesgin, U., "Effect of Turbocharging System on the Performance of a Natural Gas Engine", *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 11-32, 2005.
- [6] Rakopoulos C. D., Kyritsis, D. C., "Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol, and Dodecane Fuels" *Energy*, Vol. 26, pp. 705-722, 2001.
- [7] Bejan, A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, New York, John Wiley and sons, Inc., 1988.
- [8] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., "Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines", *Operation Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 32, pp. 2-47, 2006.
- [9] Kim, S. M., Oh, S. D., Kwon, Y. H., Kwak, H. Y., "Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems", *Energy*, Vol. 23, pp. 393-406, 1998.
- [10] Hamed, O. A., Al-Washmi, H. A., Al-Otaibi, H. A., "Thermoeconomic Analysis of a Power/Water Cogeneration Plant", *Energy*, Vol. 31, pp. 2699-2709, 2006.
- [11] Abbaspour, M., Saraei, A. R., "Thermoeconomic Analysis and Multi-Objective Optimization of a LiBr-Water Absorption Refrigeration System", *Int. J. Environ. Res.*, Vol. 9(1), pp. 61-68, 2015.
- [12] Ahmadi, P., Dincer, I., Rosen, M. A., "Thermodynamic Modeling and Multi-Objective Evolutionary-Based Optimization of a New Multigeneration Energy System", *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, pp. 282-300, 2013.
- [13] Gupta, M., Kumar, R., "Exergoeconomic Analysis of a Boiler for a Coal Fired Thermal Power Plant", *American Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 2(5), pp. 143-146, 2014.
- [14] Almasi, A., Barzegra Avval, H., Ahmadi, P., Najafi, A. F., "Thermodynamic Modelling, Energy and Exergoeconomic Analysis and Optimization of Mahshahr Gas Turbine Power Plant", *Proceeding of the Global Conference on Global Warming*, 2011.
- [15] Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M., "An Exergoeconomic Investigation of Waste Heat Recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) Employing an Ammonia-Water Power/Cooling Cycle", *Energy*, Vol. 61, pp. 397-409, 2013.
- [16] Shokati, N., Mohammadkhani, F., Yari, M., Mahmoudi, S. M. S., Rosen, M. A., "A Comparative Exergoeconomic Analysis of Waste Heat Recovery from a Gas Turbine Modular Helium Reactor via Organic Rankine Cycles", *Sustainability*, Vol. 6, pp. 2474-2489, 2014.
- [17] Lazaretto, A., Tsatsaronis, G., "SPECOC: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems", *Energy*, Vol. 31, pp. 1257-1289, 2006.
- [18] Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Torres, C., "Application of the Exergetic Costtheory to the CGAM Problem", *Energy*, Vol. 19, pp. 365-381, 1994.
- [19] Benson, R. S., Rowland, S., *Internal combustion engine*, Oxford, Pergamon, 1979.
- [20] Pourkhesalian, A. M., Shamekhi, A. H., Salimi, F., "Alternative Fuel and Gasoline in an SI Engine: A Comparative Study of Performance and Emissions Characteristics", *Fuel*, Vol. 89, pp. 1056-1063, 2010.
- [21] Mozafari, A., *Prediction and Measurements of Spark Ignition Engine Characteristics using Ammonia and Other Fuels*, PhD Thesis, University of London, London, 1988.
- [22] گودرزی، امیر، آنالیز اکسرژی سیستم‌های توربوچارج در موتورهای احتراق داخلی، کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران، ۱۳۹۱.
- [23] گودرزی، امیر، دوستدار، محمد مهدی، «مقایسهٔ اکسرژی عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین، متان و هیدروژن»، *مجلهٔ سوخت و احتراق*، دورهٔ ۷، صفحهٔ ۹۰-۱۰۵، دانشگاه تربیت مدرس، ۱۳۹۳.
- [24] Galvas, M.R. "Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors", NASA TN D-7487, 1973.
- [25] Whitfield, A. and Baines, N.C. "A General Computer Solution for Radial and Mixed Flow Turbomachine Performance Prediction", *Int. J. Mech. Sci.*, Pergamon press., Vol. 18, pp. 179-184, 1976.
- [26] Whitfield, A., Baines, N. C., *Design of Radial Turbomachines*, London, Longman Scientific and Technical Publishing Company, 1990.
- [27] گودرزی، امیر، دوستدار، محمد مهدی، «آنالیز اکسرژی توربین جریان مختلط در شرایط کاری مختلف»، *کنفرانس ملی توربین گاز*، دورهٔ ۳، دانشگاه علم و صنعت، ۱۳۹۳.
- [28] Incropera, F. P., De Witt, D. P., *Introduction to Heat Transfer*, New York, John Wiley and sons, Inc., 3th ed., 1996.
- [29] Kays, W. M., London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, New York, McGraw Hill, 3th ed., 1984.
- [30] Rathod, M. K., Shah Niyati, K., Prabhakaran, P., "Performance Evaluation of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger with Different Fin Surfaces", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 2131-2137, 2007.
- [31] Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Van Wylen, G. J., *Fundamentals of Thermodynamics*, New York, John Wiley and sons, Inc., 6th ed., 2003.
- [32] Kenneth Wark, J. R., *Advanced Thermodynamics for Engineers*, New York, McGraw Hill, 1995.
- [33] Abusoglu, A., Kanoglu, M., "Exergetic and Thermoeconomic Analyses of Diesel Engine Powered Cogeneration: Part I- Formulations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 234-241, 2009.
- [34] Çolpan, C. Ö., *Exergy Analysis of Combined Cycle Cogeneration Systems*, MSc Thesis, Middle East Technical University, Ankara, 2005.
- [35] Kotas, T. J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Florida, Krieger Publishing Company, 1995.