ماهنامه علمى پژوهشى



مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل عملکرد ترمواکونومیکی یک سیستم تولید همزمان مقیاس کوچک بر پایه موتور دیزل

نويد فرخی¹، جاماسب پيركندى^{2*}، مهران نصرت الهی³

1 - دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی - واحد ایلخچی، ایلخچی

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

3- دانشیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران

jpirkandi@mut.ac.ir ، 3159916111 *تېران، صندوق پستى

چکیدہ	اطلاعات مقاله
در این پژوهش یک سیستم تولید همزمان توان و گرما بر پایه موتورهای دیزل موردمطالعه قرار میگیرد. به همین منظور پس از مدلسازی اجزای مختلف چرخه، تحلیل پارامتری بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای یک سیستم تولید همزمان انجام میشود. در این بررسی بهجای مدلسازی مرسوم چرخهی استاندارد هوا، چرخهی استاندارد هوا و سوخت و همچنین فرآیند احتراق شبیهسازی میگردد که باعث بیشتر	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 13 خرداد 1395 پذیرش: 02 شهریور 1395 ارائه در سایت: 11 آبان 1395
شدن دقت نتایج میشود. بااینوجود، از آنجا که چرخه استاندارد دیزل تفاوتهای بسیاری با چرخه واقعی دارد، نتایج تحلیل آن تا حدی متفاوت با نتایج حاصل از تحلیل چرخه واقعی خواهد بود. به همین دلیل در بخش دیگری از کار حاضر، گاز خروجی از محفظه احتراق یک موتور دیزل	<i>کلید واژگان:</i> موتور دیزل
واقعی تولید داخل نیز برای شبیهسازی سیستم تولید همزمان مورداستفاده قرار میگیرد و مبادله کن گرمای سیستم تولید همزمان ازنظر اگزرژی و اقتصادی بررسی میشود. با به کارگیری سیستم در نظر گرفته شده ملاحظه میگردد که میتوان از اتلافات گاز خروجی موتور برای گرم نمودن 1.7.0 کیا گرمی مازید آن ایسار 25% تا 26% ایزار بر برای کار این میتوان از میتوان از ایرون 20% میتوان از این 20%	سیستم تولید همزمان اگزرژی ترمهاکونومیک
/ ۲.۱ کیلوگرم بر تانیه آب از دمای کا 25 تا 68.04 استفاده نمود. این کار بازده کلی سیستم را در حدود ۵٫۷۷ و تا حدود ۱۵٫۷۵ افزایش میدهد. البته مقدار تخریب اگزرژی در مبادله کن گرما بهنسبت زیاد است که این مربوط به فرآیند انتقال گرما و اختلاف دمای زیاد در مبادله کن گرما میباشد.	- , , , , , ,

Thermoeconomic performance analysis of a small-scale CHP system based on diesel engine

Navid Farrokhi¹, Jamasb Pirkandi^{2*}, Mehran Nosratolahi²

1- Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University -Ilkhchi branch, Ilkhchi, Iran

ABSTRACT

2- Department of Aerospace Engineering, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

*P.O.B. 3159916111, Tehran, Iran, jpirkandi@mut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper Received 02 June 2016 Accepted 23 August 2016 Available Online 22 October 2016

Keywords: Diesel engine Combined heat and power (CHP) system Exergy Thermoeconomic In the current study a combined heat and power (CHP) system based on diesel engines is studied. After modeling the different components of a CHP system, the system is investigated parametrically according to first and second laws of thermodynamics. In this investigation instead of modeling the air standard cycle, the fuel air standard cycle and fuel combustion are simulated, which leads to more accurate results. However, a standard cycle has many differences with an actual cycle, and therefore the results of its analysis will be, to some extent, different from the results of analyzing the corresponding actual cycle. Therefore, the exhaust gas from combustion chamber of a diesel engine is also used to simulate the CHP system, and the heat exchanger of the CHP is investigated from exergetic and economic viewpoints. It was seen that, applying the pre-described system, it is possible to warm up 0.17kg/s water from 25°C to 68.64°C. This enhances the overall efficiency of the system about 20%, raising it up to 80%. Exergy destruction in heat exchanger.

قابل اطمینان و کمخطر برای محیطزیست هستند گسترش پیدا کند. در دنیایی با منابع طبیعی محدود و افزایش تقاضای انرژی در اثر توسعه کشورها، بسیار مهم است که روشهایی اصولی برای بهبود طراحی سیستمهای انرژی و نیز کاهش اثرات آنها بر محیطزیست ارائه شود [1]. یکی از روشهای مناسب برای استفاده بیشتر از منابع تولید انرژی و توان، استفاده از واحدهای تولید توان و گرمایی است که از یک منبع سوخت استفاده مینمایند و با

انرژی بخش مهمی از زندگی و یکی از عناصر اصلی برای دستیابی به اهداف مشترک اقتصادی، اجتماعی و زیست محیطی برای رسیدن به توسعه ی پایدار در هر کشور است. مقطع زمانی حاضر در زمینه ی تولید انرژی مقطع بسیار بااهمیتی است. امروزه نه تنها باید وابستگی به منابع نامناسب سوخت و انرژی کمتر شود، بلکه باید منابع طبیعی و کمهزینه سوخت و انرژی که

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

1- مقدمه

N. Farrokhi, J. Pirkandi, M. Nosratolahi, Thermoeconomic performance analysis of a small-scale CHP system based on diesel engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 375-383, 2016 (in Persian)

Please cite this article using:

بهرهبرداری از هرگونه انرژی اتلافی، دمای انــرژی اتلافی سیستم را به دمای محيط نزديكتر ميكنند. اين كار نهتنها باعث بالا رفتن بازده سيستم (از ديدگاه قانون اول ترموديناميک) مي شود، بلکه کارايي آن (از ديدگاه قانون دوم ترمودینامیک) را نیز تا حد امکان بالا میبرد. اینجاست که سیستم تولید همزمان برق و حرارت¹ (CHP) وارد حوزهی تولید انرژی و توان میشود و در قالب جایگزینی مناسب عمل میکند. در آیندهای نزدیک که بازده بالای تولید انرژی نه یک انتخاب، بلکه یک الزام خواهد بود، این جایگزین یک چالش جهانی مهم است و تولید همزمان برق و حرارت، قسمتی از یک راهحل كوتاهمدت و درازمدت پايدار مىباشد [2].

مطالعات متعددی در مورد کاربردهای سیستمهای CHP در بخش خانگی صورت گرفته است که در ادامه به تعدادی از آنها اشاره میشود. رن و همکاران [3] اندازه بهینه سیستم CHP را برای مصارف خانگی بررسی کردند و دریافتند که اندازهی بهینه سیستم CHP به عواملی مانند سرمایه گذاری اولیه، قیمت حاملهای انرژی و همچنین به قوانین موجود برای کاهش انتشار گازهای مضر بستگی دارد. همچنین وجود یک مخزن ذخیره گرمای بهینه مىتواند عمر مفيد سيستم را افزايش دهد. كن و همكاران [4] بررسى اقتصادی، اگزرژی و انرژی یک نیروگاه حرارتی تولید همزمان واقع در استانبول ترکیه را انجام دادند. سیستم تحت بررسی در کل 180MW برق تولید میکند و همچنین گرمای بازیابی شده بهمنظور گرمایش خانههای شهر و کارخانههای اطراف نیروگاه مورداستفاده قرار می گیرد. مدتزمان بازگشت سرمایه با توجه به سرمایه گذاری اولیه 173 میلیون دلاری، در حدود سه و نیم سال به دست میآید. بنابراین عملکرد نیروگاه کاملاً اقتصادی و پربازده است. پالیارینی و همکاران [5] مطالعهی عملی سیستم CHP را همراه با سیستم ذخیره گرما برای تأمین نیازهای حرارتی پردیس دانشگاه پارما ارائه کردند. یک مدل ساده برای سیستم ذخیره گرما پیشنهاد شد که با دارا بودن ابزار طراحی انعطاف پذیر، امکان تحلیل اقتصادی و انرژی و بررسی ظرفیت سیستم، دور موتور محرک CHP و پروفیل بار حرارتی ساعتی را فراهم میسازد. با انتخاب یک سیستم CHP بر پایهی موتور احتراق داخلی گازی با ظرفیت 5MW همراه با یک سیستم ذخیرهی گرما به حجم 1500m³، زمان بازگشت سرمایه3.5 سال و برای حالت بدون سیستم ذخیره گرما زمان بازگشت سرمایه 4.4 سال بهدست میآید. ماگو و همکاران [6] ترکیب سیستم CHP با یک چرخه رانکین را برای برآورد نیازهای حرارتی و الکتریکی یک ساختمان تجاری کوچک موردمطالعه قرار دادند و عملکرد اقتصادی، زیستمحیطی و بازدهی سیستم را در مناطقی با آبوهوای مختلف ارزیابی کردند. نتایج کار آنها نشان داد که عملکرد سیستم بهشدت به محل نصب آن بستگی دارد که به دلیل متغیر بودن بار حرارتی ساختمان در مناطقی با آبوهوای متفاوت است. احیایی و همکاران [7] طراحی بهینه و شرایط عملکردی سیستم میکروتوربین گازی را با حداقل هزینه تولید انرژی و با احتساب آلایندههای CO، CO، و NOx موجود در خروجی توربین گاز بررسی کردند. موردمطالعه، ساختمانی 10 طبقه در تهران در نظر گرفته شده بود. نتایج نشان داد که هزینههای مربوط به سرمایه گذاری اولیه سهم بزرگی از هزينه توليد انرژی الکتريکی را تشکيل میدهد. رودريگز و همکاران [8] مطالعهای در مورد امکانسنجی اقتصادی و کاهش مصرف انرژی و آلایندگی ساختمان انجام دادند. ایشان با ترکیب گرمایش خورشیدی و سیستم CHP به صورت های مختلف، تحلیل جامعی در مورد سیستم های هیبریدی صورت

دادند.

باوجوداینکه بیش از 30 سال است که سرمایه گذاری های زیادی برای افزایش بازدهی در بخش صنعت انجام می گیرد، هنوز مقدار قابل توجهی انرژی در این بخش تلف میشود. بنابراین پتانسیل بالایی برای بهبود بازدهی در این بخش وجود دارد [9]. مطالعات بسیاری برای امکانسنجی CHP در صنایع مختلف انجام شده است که در ادامه به چند مــورد اشاره می شود. بهاتاچاریا و همکاران [10] یتانسیل تولید همزمان را در صنایع کاغذسازی ویتنام ارزیابی کردند. صنایع کاغذسازی نیاز مداومی به انرژیهای حرارتی و الکتریکی دارد. بررسیها در 6 کارخانه بزرگ نشان داد که تولید همزمان یک انتخاب مناسب برای این صنعت است. زمان بازگشت سرمایه 3 تا 5 سال محاسبه شده است. پانو و همکاران [1] امکانسنجی CHP را در صنعت ماکارونی ایتالیا به منظور صرفهجویی در مصرف انرژی و کاهش گازهای آلاینده انجام دادند. نتایج مطالعه صورت گرفته نشان داد که بهترین محرکهای اصلی CHP برای به کار گیری در این صنعت، موتورهای احتراق داخلی و توربین های گازی هستند. موجيبا و همكاران [11] سيستم توليد همزمان را براى صنعت توليد تخته بررسی کردند. تحلیل اقتصادی بر پایهی هزینه کل سالانه انجام شد. زمان بازگشت سرمایه برای این سیستم در حدود 2.6 سال است. وانگ و همکاران [12] عملکرد چرخههای مختلف CHP را در صنعت سیمان بررسی کردند. نتایج نشان میدهد که از میان چرخههای متعدد بررسی شده، چرخهی کالینا بهترین عملکرد را ازنظر بازده قانون دوم دارد و در شرایط مشابه، چرخهی رانکین دارای ضعیفترین عملکرد میباشد.

کاتسانوس و همکاران [13] ORC یا همان چرخهی رانکین آلی را برای بازیابی گرما در موتورهای دیزلی مورد استفاده قرار دادند. ژانگ و همکاران [14] طراحی اواپراتور لولهپرهای را برای بازیابی گرما از موتور دیزل از دیدگاه انتقال حرارت مورد تحليل و بررسی قرار دادند. در اين تحقيق ابتدا يک مدل ریاضی برای طراحی اواپراتور بر اساس هندسه اواپراتور و سیال عامل گذرنده از آن انتخاب گردید، سپس تحلیل انتقال حرارتی آن در دورها و بارهای مختلف موتور دیزل انجام گرفت. فن د بلد و همکاران [15] به کارگیری روغن پیرولیتی و سوختهای مشتق از آن را در موتور دیزل برای کاربردهای CHP مورد بررسی قرار دادند. این سوختها ازنظر امکان به کارگیری قابل رقابت با سوختهای موجود شناخته شدند. شوکتی و همکاران [16] بازیابی گرما از سلول آزمون موتور را با به کار گیری چرخهی رانکین با سیال آلی مورد مطالعه پارامتریک قرار دادند. نتایج نشان داد که چرخه رانکین با سیال آلی با بهره-گیری از گرمای اتلافی، توانی معادل 8.85% توان موتور را بازیابی میکند. موریکونی و همکاران [17] یک نیروگاه حرارتی برای کاربرد CHP با موتور دیزل و سلول سوختی اکسید جامد را طراحی نمودند. نتایج آزمون های اولیه و بازده مناسب آن در کار آنها ذکر شده است. یاغلی و همکاران [18] تحلیل اگزرژی چرخه رانکین آلی فروبحرانی و فرابحرانی را برای بازیابی گرما از سیستم CHP تغذیه شده توسط بیوگاز انجام دادند. ایشان همچنین سیستم طراحی شده را مورد بهینهسازی قرار دادند.

در بیشتر پژوهشهای ازایندست برای سادگی بیشتر کار تنها به بررسی چرخهی استاندارد هوا پرداخته میشود که تفاوتهای زیادی با چرخهی واقعی دارد و انحراف قابلتوجهی را از آن نشان میدهد. همچنین فرایند احتراق تنها بهصورت افزودن انرژی در نظر گرفته میشود. حال آنکه در این مطالعه، با در نظر گرفتن اجزای واکنشدهنده و اجزای محصول احتراق، چرخهی هوا سوخت در نظر گرفتهشده و فرایند احتراق شبیهسازی گردیده

¹ Combined heat and power

است و اثر نسبت هوا به سوخت بر روی متغیرهای موردمطالعه بررسی گردیده است.

2- مواد و روشها

در این بخش در ابتدا یک چرخهی کامل شامل موتور دیزل، توربوشارژر و سیستم CHP متصل شده به آن مورد بررسی کامل اگزرژی قرار می گیرد. در ادامه گاز خروجی موتور تیپ 1006.6TG2A شرکت پرکینز¹ و سیستم CHP در نظر گرفتهشده برای آن با در نظر گرفتن این که یک موتور واقعی انحراف قابل توجهی از چرخههای استاندارد را نشان میدهد، موردمطالعهی ترمواکونومیکی قرار می گیرد.

1-2- شبیهسازی مدل بر اساس فرآیند احتراق

شکل 1 طرحوارهای از سیستم CHP موردبررسی را نشان میدهد. همان گونه که مشخص است، گازهای گرم ناشی از احتراق خروجی از منیفلد خروجی پس از گذر از توربوشارژر وارد مبادله کن گرما و در آنجا باعث گرم شدن آب گذرنده از مبادله کن می شود [19].

موتور موردبررسی دارای نسبت تراکم 15، نسبت هوا به سوخت 20 و نسبت فشار کمپرسور 3 است. دبی و دمای گاز در خروجی توربوشارژر و همچنین دبی و دمای آب وارد شونده به مبادله کن به ترتیب برابر 0.21kg/s، 0.5kg/s 5.54°C میباشد. لازم به یادآوری است که نقاط 3 و 4 که به ترتیب نشاندهنده دمای گازهای درون سیلندر پس از مرحله تراکم و احتراق میباشند، درون موتور قرار میگیرند.

1-1-2- فرضيات

فرضیات صورت گرفته در این بررسی به شرح زیر است:

۱. سیستم تولید همزمان موردمطالعه در شرایط پایا کار میکند.
 2. روابط گازهای آرمانی برای هوا و گازهای خروجی به کار گرفته شده است.

3. چرخهی کاری موتور، چرخهی دیزل در نظر گرفته شده است.

4. واكنش احتراق در موتور كامل فرض شده است.

5. از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرفنظر شده است.

6. شرایط مرجع P0=10⁵Pa و T0=25°C در نظر گرفته شده است.

7. به دلیل اینکه حالت آب در خروجی موتورهای احتراق داخلی در اصل
 بخار است، محاسبات بر مبنای ارزش حرارتی پایین سوخت (LHV)
 انجام گرفته است.



شکل 1 طرحوارهای از سیستم CHP موردبررسی [19]

 8. کلیهی اجزای سیستم بهجز موتور دیزل، آدیاباتیک در نظر گرفته شدهاند.

معادلهی احتراق سوخت دیزل را میتوان بهصورت زیر در نظر گرفت: C₁₂H₂₃ + 17.75(O₂ + 3.76N₂) → 12CO₂ + 11.5H₂O + 66.74N₂

(1) (1) ۲۰۰۳ ۲۱.۵۲۲۵ ۲۰ ۲۲.۵۲۲ ۲۰ ۲۲۵۵ ۲۰ ۲۵۰۲۲ ۲۰ ۲۵۵۵ ۲۰ (۱) البته باید توجه داشت که در صورت استفاده از هوای اضافه باید مقدار این هوای اضافه در معادله وارد گردد که در استخراج نتایج این مسئله لحاظ گردیده است.

2-1-2- روابط حاکم بر تحلیل انرژی و اگزرژی²

اگزرژی، کیفیت ترمودینامیکی مقدار معینی انرژی را بیان میکند و قانون دوم ترمودینامیک بهعنوان مکملی برای قانون اول ترمودینامیک، ارزش واقعی ترمودینامیکی انرژی منتقلشده و نیز ناکارایی فرآیند یا سیستم را مشخص میسازد [20]. بازده اگزرژی عملکرد واقعی یک فرآیند یا سیستم را با نمونهی آرمانی آن مقایسه میکند و تخریب اگزرژی تلفاتی را که مانع بازدهی میشود مشخص میسازد [21].

برای تحلیل قانون اول در مورد مبادله کن گرما رابطهی زیر برقرار خواهد بود:

$$\dot{m}_{\text{exh}} \cdot (h_6 - h_7) = \dot{m}_{\text{w}} \cdot (h_{\text{w,out}} - h_{\text{w,in}})$$
⁽²⁾

در مورد سیستم CHP موردمطالعه، کارایی مبادله کن گرما برابر 0.8 در نظر گرفته می شود. برخلاف انرژی، اگزرژی ذخیره نمی شود ولی به دلیل وقوع برگشتناپذیری ها تخریب می شود. دلایل اصلی وقوع برگشتناپذیری های داخلی عبارتاند از اصطکاک، انبساط نامحدود، اختلاط و واکنش های شیمیایی. درحالی که برگشتناپذیری های خارجی بیشتر به دلیل انتقال حرارت براثر اختلاف دمای محدود رخ می دهد. درواقع اگزرژی وقتی تلف می شود که انرژی یک جریان به محیط تخلیه شود [22] . در غیاب اثرات چهار جزء متمایز تقسیم می شود. دو جزء مهم از این چهار جزء، اگزرژی فیزیکی و اگزرژی شیمیایی است. اگزرژی فیزیکی متناسب است با کار قابل مکانیکی و گرمایی با محیط باشد. همچنین اگزرژی شیمیایی متناسب است با کار قابل حصول در انتقال سیستمی که در تعادل مکانیکی و حرارتی با محیط است به حالتی که پایدارترین ساختار را در تعادل با محیط داشته باشد [23].

برای تحلیل قانون دوم رابطهی زیر برقرار خواهد بود:

$$\dot{E}_{\rm Q} + \sum \dot{m}_{\rm i} e_{\rm i} = \dot{E}_{\rm W} + \sum \dot{m}_{\rm e} e_{\rm i} + \dot{E}_{\rm dest}$$
(3)

اندیسهای i و e نشانگر حالتهای ورودی به حجم کنترل و خروجی از آن هستند و Ė_{dest} نرخ تخریب اگزرژی است. جملات دیگر معادلهی (3) عبارتاند از:

$$\begin{split} \dot{E}_{Q} &= \sum \left(\mathbf{1} - \frac{T_{0}}{T_{i}} \right) \cdot \dot{Q}_{i} \\ \dot{E}_{Q} &= \sum \dot{W} \\ \dot{E} &= \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \\ \dot{E} &= \dot{m}e \\ e_{ph} &= (h - h_{0}) - T_{0}(s - s_{0}) \end{split}$$
(4)
: اگزرژی شیمیایی مخلوط گازی از رابطه زیر به دست می آید:

² Exergy

¹ Perkins

$$e_{ch}^{mix} = \left[\sum_{i=1}^{n} X_i e_{ch_i} + RT_0 \sum_{i=1}^{n} X_i \ln(X_i)\right]$$
(5)

در معادلهی بالا ،X نسبت مولی اجزای مخلوط و e_{ch.i} اگزرژی شیمیایی هر یک از اجزاست.

اگزرژی شیمیایی سوختهای مایع (LF) که بهصورت C_aH_b هستند در واحد جـرم بـرابر است با [24]:

$$\frac{e_{\rm ch,LF}}{LHV_{\rm LF}} = \gamma_{\rm LF\cong} 1.04224 + 0.011925 \frac{b}{a} - \frac{0.042}{a}$$
(6)

که
$$\gamma$$
 نشانگر تابع درجه اگزرژی سوخت است.

همچنین نرخ تخریب اگزرژی با فرض جریان پایا در هر یک از اجزای سیستم برابر است با:

$$\dot{E}_{\rm dest} = T_0 \dot{S}_{\rm gen} \tag{7}$$

که گی نرخ تولید آنتروپی در جزء موردنظر است. تحلیل ترمودینامیکی سیستمهای توان شامل ارزیابی عملکرد هر یک از اجزای سیستم نیز می شود. بازده اگزرژی به صورت زیر تعریف می شود [25]:

$$\varepsilon = \left(\frac{\text{exergy in products}}{\text{total exergy input}}\right) \tag{8}$$

بازده اگزرژی برای هر یک از اجزای سیستم برابر است با:
(۵)
$$h_e - h_i - T_0$$

$$\varepsilon_{\rm C} = \frac{h_{\rm e} - h_{\rm i}}{h_{\rm i} - h_{\rm e}} \tag{9}$$

$$\varepsilon_{\rm T} = \frac{\mathbf{f}_{\rm h_i} - h_{\rm e} - T_0 (\mathbf{s}_{\rm i} - \mathbf{s}_{\rm e})}{\mathbf{f}_{\rm c} - \mathbf{f}_{\rm in} \mathbf{j}_{\rm cold}} \tag{10}$$

الالله المحقوم المحتوم محتوم المحتوم محتوم محتوم المحتوم محتوم المحتوم محتوم المحتوم المحتوم المحتوم المحتوم محتوم محتوم المحتوم المحتوم محتوم المحتوم محتوم محتوم

$$\mathcal{E}_{\rm DE} = \frac{\dot{W}_{\rm net}}{\dot{E}_{\rm f}} = \frac{\dot{W}_{\rm net}}{\dot{m}_{\rm f} e_{\rm f}} \tag{12}$$

برای کل سیستم تولید همزمان برق و حرارت، بازده اگزرژی بهصورت زیر تعریف میشود:

$$\varepsilon_{\text{cogen}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}_{\text{process}}}{\dot{E}_{\text{in}}}$$
(13)

.س. است. تولیدشده توسط سیستم است. $\dot{E}_{\rm process}$

همچنین برای کل سیستم تولید همزمان برق و حرارت، ضریب بهرهبرداری از سوخت برابر است با:

$$\eta_{\text{cogen}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_{\text{process}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{m}_{w} (h_{e} - h_{i})}{\dot{m}_{f} L H V}$$
(14)

بهطور مشابه CHP می کل گرمای تولیدشده توسط سیستم CHP می باشد. تحلیل کامل اگزرژی سیستمهای تولید توان شامل محاسبه تخریب اگزرژی در هر یک از اجزای سیستم و ارتباط دادن این تخریب با اگزرژی سوخت و تخریب اگزرژی کل سیستم است. نرخ تخریب اگزرژی سوخت کل سیستم را می توان با استفاده از رابطهی زیر با نرخ اگزرژی سوخت کل

$$y_{\text{dest},k} = \frac{\dot{E}_{\text{dest},k}}{\dot{E}_{\text{f}}}$$
(15)

همچنین نرخ تخریب اگزرژی در جزء ۸۸م سیستم را میتوان با استفاده از رابطه زیر با نرخ تخریب اگزرژی کل سیستم مقایسه کرد:

$$y^*_{\text{dest},k} = \frac{E_{\text{dest},k}}{\dot{E}_{\text{f}}}$$
(16)

برای تعریف جریان اگزرژی در هر یک از اجزای سیستم، لازم است مفاهیم سوخت و محصول برای اجزای سیستم تعریف شود. محصول نشانگر نتایج مطلوب یک جزء یا سیستم و سوخت نشانگر منابع مصرفشده برای تولید

محصول است و لزوماً یک سوخت واقعی مانند گاز طبیعی، سوخت دیزل و غیره نیست. سوخت و محصول هر دو برحسب جملات اگزرژی بیان می شوند.

2-1-2- روابط حاکم بر تحلیل اگزرژواکونومی¹

برای تحلیل اگزرژواکونومی دیدگاههای مختلفی در منابع علمی مطرح شده است. در این مطالعه از دیدگاه (SPECO)² استفاده شده است. این روش بر پایه اگزرژی، بازده اگزرژی و معادلات کمکی برای اجزای سیستم حرارتی بنا شده است و شامل سه مرحله زیر است: الف. شناسایی جریانهای اگزرژی، ب. تعریف سوخت و محصول برای هر یک از اجرای سیستم و پ. تخصیص معادلات هزینه [26].

1-1-3-1-2 مدل اقتصادی

(18)

(21)

مدل اقتصادی هزینهای را که برای خرید تجهیزات، تعمیرات و نگهداری آنها مورد نیاز است (هزینهی اولیه) تخمین میزند. بهمنظور تعریف تابع هزینهای که به پارامترهای بهینهسازی وابسته باشد ابتدا باید هزینه اولیه هر یک از اجزای سیستم برحسب مشخصات ترمودینامیکی آن بیان شود. هزینهی موردنیاز برای خرید جزء k با نماد k نشان داده میشود. این هزینه برای هر یک از اجزای سیستم مطابق با بهای آنها در سال 2014 برابر است با:

$$Z_{\rm c} = \left(\frac{\mathbf{75}\dot{m}_{\rm air}}{\mathbf{0.9} - \eta_{\rm c}}\right) \left(\frac{P_{\rm e}}{P_{\rm i}}\right) \ln\left(\frac{P_{\rm e}}{P_{\rm i}}\right) \tag{17}$$

 $Z_{\rm DE} = -69.355 \times \ln(\dot{W}_{\rm DE}) + 863.55$

 $Z_{\rm T} = ($

$$[27]$$
پ. توربين [27] $\frac{1536\dot{m}_{\rm g}}{0.92 - \eta_{\rm T}} \ln\left(\frac{P_{\rm i}}{P_{\rm e}}\right)$ (1 + exp(0.036 $T_{\rm i}$ – 54.4)) (19

برای تبدیل هزینهی خرید هر یک از اجزای سیستم به هزینه اولیه در واحد زمان میتوان نوشت [27]:

$$\dot{Z}_{k} = Z_{k} \cdot CRF \cdot \varphi / (N \times 3600)$$

درواقع Z_k نرخ هزینهی اولیه هر یک از تجهیزات برحسب دلار بر ثانیه میباشد. در رابطه بالا φ ضریب نگهداری برابر 1.06 ، N تعداد ساعات کارکرد سیستم در سال (در این مطالعه 7500 ساعت) و CRF ضریب بازگشت سرمایه و برابر است با:

$$CRF = \frac{i(1+i)^{n}}{(1+i)^{n}-1}$$
(22)

در رابطه بالا *i* نرخ بهرهی سرویس،های مالی (10%) [29] و n عمر سیستم برحسب سال (20 سال) است.

2-1-2 معادلات توازن هزينه

C برای هر جریان اگزرژی در سیستم، پارامتری به نام نرخ هزینهی جریان S[s/s] تعریف میشود. معادله توازن هزینه برای هر جزء از سیستم که گرما گرفته و کار انجام میدهد به صورت زیر است [30]:

$$\sum_{e} \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_{i} \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_{k}$$
(23)

که در آن \dot{Z}_{i} نرخ هزینهی اولیه جزء kام، اندیسهای i و e معرف جریانهای \dot{Z}_{i} ورودی و خروجی و $\dot{C}_{q,k}$ و $\dot{C}_{w,k}$ به ترتیب نشانگر هزینههای مرتبط با انتقال

سیستم مقایسه کرد:

¹Exergoeconomic ²Specific exergy costing

مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دورہ 16، شمارہ 10

گرما و کار است. معادلهی توازن هزینه در اصل به صورتی نوشته می شود که همه جملات آن مثبت باشد. بنابراین وقتی یکی از اجزای سیستم مانند کمپرسور که کار دریافت میکند موردنظر باشد، جملهی دوم طرف اول معادله می تواند با علامت مثبت به طرف راست معادله منتقل شود [21]. معادلهی بالا را می توان به صورت زیر نوشت [30]:

$$\sum (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum_i (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k$$

$$(24)$$

$$(24)$$

$$(25)$$

 $\dot{C}_i = c_i E_i$

برای پیدا کردن هزینه تخریب اگزرژی در هر یک از اجزای سیستم ابتدا لازم است که معادله توازن هزینه برای اجزای سیستم حل شود. در کاربرد معادله توازن هزینه برای اجزای سیستم معمولاً بیش از یک جریان ورودی و خروجی برای هر جزء وجود دارد. بنابراین تعداد هزینههای مجهول بیشتر از معادلات موجود است. برای حل این مشکل از قواعد سوخت (F) و محصول (P) دیدگاه SPECO استفاده می شود.

قاعدهی F به برداشت اگزرژی از یک جریان در داخل یک جزء هنگامی که تفاضل اگزرژی های ورودی و خروجی به عنوان سوخت جزء تعریف شده باشد، برمی گردد. قاعده F بیان می کند که هزینهی مخصوص (هزینه در واحد اگزرژی) برداشت اگزرژی از جریان سوخت برابر است با هزینهی مخصوصی که در آن همان اگزرژی برداشته شده، در بالادست جزء موردنظر به همان جریان داده می شود. قاعده P به افزایش اگزرژی به یک جریان در داخل یک جزء برمی گردد. قاعده P بیان می کند که هر واحد اگزرژی که به هر جریانی داده می شود با محصولات در همان هزینهی متوسط (cp) مرتبط است [26].

2-2- انتخاب توان مناسب

(25)

در این پژوهش بهعنوان نمونه دیزلژنراتور موردنیاز برای تأمین برق مصرفی یک مجتمع مسکونی 50 واحدی مورد تحلیل و بررسی قرار میگیرد. اگر بار هر واحد برابر با SkW در نظر گرفته شود، با استفاده از مقدار 0.4 برای ضریب همزمانی [31] میتوان توان مصرفی کل مجتمع را حساب نمود. (26) Pt = SF • N • P که SF ضریب همزمانی بار، P توان هر واحد مسکونی و N تعداد واحدها میباشد.

از رابطهی بالا بار کل مجتمع برابر100kW به دست میآید و بنابراین میتوان از موتور تیپ 1006.6TG2A یا نظیر آن استفاده نمود.

2-3- انتخاب مبادله کن گرمای مناسب

در مبادله کنهایی که ضریب انتقال گرمای یک یا هر دو سیال کوچک باشد، مساحت انتقال گرمای زیادی مورد نیاز است. یکی از روشهای افزایش این مساحت استفاده از سطوح گسترشیافته (پرهها) در یک یا هر دو طرف میباشد. سطوح گسترشیافته بسته به کاربرد میتواند شکلهای مختلفی داشته باشد که در این پژوهش از مبادله کن گرمای پره لوله پیوسته استفاده میشود. پیوسته به این معنا که پره قرار گرفته روی یک لوله، به همهی لولهها متصل میباشد. اندازه سطح تبادل نیز برابر 1.519^m به دست میآید.

3- نتايج و بحث

در این بخش نخست نتایج تحلیل چرخه ی کامل شامل موتور دیزل، توربوشارژر و سیستم CHP متصل شده به آن مورد بررسی کامل اگزرژی قرار

1-3- نتایج شبیهسازی مدل بر اساس فر آیند احتراق

شکل 2 تأثیر نسبت هوا به سوخت بر روی بازده موتور را نشان میدهد. همان گونه که مشخص است با افزایش این نسبت، به دلیل کاهش دمای آدیاباتیک شعله، توان موتور کاهش مییابد. همانند توان خالص خروجی بازده نیز با نسبت هوا به سوخت رابطهی عکس دارد. بر این اساس برای استحصال بالاترین توان خروجی باید سوخت در نسبت استوکیومتری بسوزد که البته با توجه به ملاحظاتی همچون دمای بیشینه چرخه در عمل این نسبت بالاتر و در محدودهی 30-18 لحاظ می گردد.

شکل 3 تأثیر نسبت تراکم بر روی بازده موتور را نشان میدهد. مشخص است که با افزایش این نسبت میتوان توان بیشتری از موتور دریافت و بازده بیشتری را ایجاد نمود. بااینحال ازآنجا که افزایش بیشازاندازهی نسبت تراکم میتواند ملاحظاتی در مورد دما و فشار بیشینهی چرخه را به دنبال داشته باشد، نمیتوان آن را از حد معینی فراتر برد. در نسبتهای هوا به سوخت بالاتر بازده مقدار پایینتری خواهد داشت که علت آن در بررسی شکل پیشین توضیح داده شد.

جدول 1 در پیوست مقدار خواص ترمودینامیکی مختلف برای نقاط 7گانهی چرخه را نشان میدهد. مقادیر اگزرژی فیزیکی و شیمیایی و مقدار اگزرژی کل در هر نقطه از چرخه در این جدول موجود می باشد.

شکل 4 نمودار مقدار تخریب اگزرژی برای اجزای مختلف سیستم را نشان میدهد. همانگونه که از شکل مشخص است، بالاترین میزان تخریب اگزرژی مربوط به موتور است. دلیل این مسئله به فرآیند احتراق بازمی گردد که فرآیندی است بهشدت افزایشدهندهی آنتروپی. پسازآن مبادله کن گرما قرار دارد که آنهم به دلیل اختلاف دمای زیاد جریان گازهای خروجی از توربین و آب گرمشونده تخریب اگزرژی زیادی را در پی دارد. پس از آن کمپرسور و توربین قرار می گیرند (به ترتیب 90.58، 36.76 و 3.445 برحسبkw).

شکل 5 تغییرات آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم با نسبت هوا به سوخت را نشان میدهد. همانگونه که از شکل مشخص است، افزایش این نسبت با افزایش دبی گازهای تولیدی در فرآیند احتراق موجب افزایش آهنگ





379



Fig. 6 Variations of exergy efficiency of the engine with air-fuel ratio شکل 6 تغییرات بازده اگزرژی سیستم با نسبت هوا به سوخت



Fig. 7 Effect of compression ratio on the total exergy destruction of the system شکل 7 تأثیر نسبت تراکم بر روی آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم

کاهش آهنگ تخریب اگزرژی به معنای افزایش بازده قانون دوم سیستم می باشد. این مسئله در شکل 8 به تصویر درآمده است. مشخص است که افزایش کارایی مبادله کن گرما بازده اگزرژی کل را افزایش می دهد. این مسئله به دلیل بیشتر شدن مقدار انتقال گرما و به دنبال آن افزایش بازیابی گرمای گاز خروجی از اگزوز می باشد.

در کنار همه پارامترهای گفتهشده، شاید بهترین مقایسهای که بیانگر تأثیر بهکارگیری CHP بر روی عملکرد دیزلژنراتور است، بررسی میزان افزایش بازده کل سیستم ازنظر قانون اول ترمودینامیک در صورت وجود CHP میباشد. همانگونه که در شکل 9 دیده میشود، نصب CHP بر روی



system **شکل 8** تأثیر نسبت تراکم بر روی بازده اگزرژی کل سیستم



شکل 3 تأثیر نسبت تراکم بر روی بازده ترمودینامیکی موتور



Fig. 4 Exergy destruction for different parts of the system شکل 4 تخریب اگزرژی برای اجزای مختلف سیستم

تخریب اگزرژی در سیستم میشود. ملاحظه می گردد که تغییرات تقریباً به صورت خطی می باشد. افزایش کارایی مبادله کن گرما میزان تخریب اگزرژی را افزایش می دهد که این ناشی از بیشتر شدن مقدار انتقال گرما می باشد.

تغییرات بازده اگزرژی (بازده قانون دوم) سیستم با نسبت هوا به سوخت در شکل 6 به نمایش درآمده است که روندی نزولی را نشان میدهد. همچنین مشخص است که افزایش کارایی مبادله کن گرما بازده اگزرژی کل را افزایش میدهد. این مسئله به دلیل بیشتر شدن مقدار انتقال گرما و بهتبع افزایش بازیابی گرمای گاز خروجی از اگزوز میباشد. تأثیر نسبت تراکم بر روی آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم در شکل 7 نشان داده شده است.

افزایش این نسبت با بالابردن دمای بیشینهی چرخه و درنتیجه بازده ترمودینامیکی سیستم، میزان تخریب اگزرژی را کاهش میدهد. ملاحظه میشود که افزایش کارایی مبادلهکن گرما میزان تخریب اگزرژی را افزایش میدهد و این ناشی از بیشتر شدن مقدار انتقال گرما میباشد.



Fig. 5 Exergy destruction for different parts of the system شکل 5 آهنگ تخریب اگزرژی کل سیستم بر اساس نسبت هوا به سوخت



Fig. 9 Effect of applying CHP on the diesel generator efficiency for different AFs

شکل 9 تأثیر به کار گیری CHP بر روی بازده دیزل ژنراتور برای مقادیر مختلف AF

دیزلژنراتور بازده سیستم را بهشدت افزایش می دهد. این مسئله در اختلاف منحنی بالایی و پایینی شکل مشخص است. به گونهای که مثلاً برای نسبت هوا به سوخت 20، بازدهی دیزلژنراتور از %57.66 به %78.42 افزایش یافته است و این یعنی 21% افزایش بازده و به تبع آن کاهش مصرف سوخت و افزایش بهرهوری. همان گونه که در شکل مشخص است افزایش نسبت هوا به سوخت، به دلیل کاهش دمای آدیاباتیک شعله، توان موتور و بازده را کاهش مىدھد.

با تغییر نسبت هوا به سوخت کسر جرمی گازهای اکسیژن و دیاکسید کربن در محصولات احتراق تغییر پیدا میکند. این رفتار در شکل 10 نشان دادهشده است. آن گونه که در شکل دیده می شود، افزایش نسبت هوا به سوخت به دلیل بیشتر نمودن اکسیژن دستنخورده باعث افزایش کسر جرمی این گاز در مخلوط می شود. همچنین مشخص است که اکسیژن موجود در هوای اضافه در پایان فرآیند احتراق دستنخورده باقی میماند و در کنار نیتروژن که در فرآیند احتراق بیاثر است، موجب کاهش نسبت جرمی دیاکسید کربن و بخارآب خواهد شد.

2-3- نتايج شبيهسازى موتور تيپ 1006.6TG2A و سيستم CHP متصل به آن

همان گونه که پیشتر گفته شد، شبیه سازی بخش پیشین مربوط به سیستم

CHP با یک موتور دیزل با چرخه ی استاندارد بود که البته واکنش احتراق را



نیز در نظر می گرفت. در این بخش به مطالعهی سیستم CHP متصل به موتور واقعى 1006.6TG2A پرداخته مىشود. ازآنجا كه اين موتور را نمىتوان با دقت زیادی توسط چرخهی دیزل شبیهسازی نمود، مطالعهی اگزرژواکونومیکی مربوط به سیستم CHP و بر اساس دمای گاز وارد شونده به مبادله کن گرما از خروجی توربین توربوشارژر میباشد. دبی و دمای گاز در خروجی توربوشارژر و همچنین دبی و دمای آب وارد شونده به مبادله کن به ترتيب برابر 0.07kg/s، 550°C، 0.07kg/s و 25°C مىباشد.

مقدار بازده اگزرژی بهدست آمده برای سیستم CHP موردبحث برابر 13.45% به دست میآید و میتواند دمای آب را تا ℃68.64 بالا ببرد. شکل 11 بازده قانون دوم یا همان بازده اگزرژی برحسب کارایی مبادله کن گرما را نشان میدهد. همان گونه که مشاهده می شود با افزایش کارایی مبادله کن گرما، بازده اگزرژی مبادله کن نیز افزایش مییابد، به گونهای که برای دمای گاز ورودی برابر C°550 از 7.76% برای کارایی 0.5 تا 14.62% برای کارایی 0.85 افزایش می یابد. همچنین ملاحظه می شود که افزایش دمای گاز داغ ورودی باعث افزایش بازده اگزرژی می گردد، که این به دلیل افزایش دمای منبع دمابالای سیستم میباشد.

همچنین شکل 12 نمودار تخریب اگزرژی برحسب کارایی مبادله کن را نشان میدهد. آن گونه که از شکل مشخص است، با افزایش کارایی تا حدود 0.85 تخريب اگزرژی با آهنگی کندشونده افزایش مییابد.

در کل با در نظر گرفتن افزایش بازدهی اگزرژی ناشی از بالابردن کارایی مبادله کن می توان تأثیر کارایی را مثبت درنظر گرفت. مشخص است که افزایش دمای گاز داغ ورودی باعث افزایش تخریب اگزرژی می گردد و این به دلیل افزایش تلفات اگزرژی ناشی از انتقال گرما است. در ادامه تحلیل اگزرژواکونومی برای سیستم CHP موردنظر انجام می شود که نتایج آن به شرح زیر است. شکل 13 نشاندهنده هزینه اولیه مبادله کن Z_{HE} برای مقادیر مختلف کارایی مبادله کن ٤ میباشد.

همان گونه که مشخص می باشد افزایش ٤ که به معنای بیشتر شدن سطح تبادل است، منجر به افزایش هزینه اولیه ساخت یا خرید مبادله کن گرما میباشد. مشخص است که افزایش دمای گاز داغ ورودی تأثیر چندانی بر روی هزينه اوليه نخواهد داشت.

شکل 14 نمودار تغییرات هزینههایی ناشی از تخریب اگزرژی در واحد ساعت $\dot{C}_{\mathrm{D,h,HE}}$ برای مقادیر متفاوت ε میباشد. همان گونه که در شکل دیده می شود، افزایش سطح تبادل هزینه های تخریب اگزرژی را افزایش می دهد.



Fig. 11 Variations of exergy efficiency with the HE efficiency شكل11 بازده اگزرژی برحسب كارایی مبادلهكن

Fig. 10 Change of mass fraction of O2 and CO2 in the products with airfuel ratio

شکل 10 تغییر کسر جرمی گازهای اکسیژن و دیاکسید کربن در محصولات احتراق با تغيير نسبت هوا به سوخت



ng. 12 variations of exergy destruction with the HE efficiency شکل 12 تخریب اگزرژی برحسب کارایی مبادله کن



Fig. 13 Changes of initial cost of HE with HE efficiency for different temperatures of exhausted gas

شكل 13 هزينه اوليه مبادلهكن Z_{HE} براي مقادير مختلف كارايي مبادلهكن



Fig. 14 Changes of exergy destruction costs in an hour with HE efficiency

شکل 14 تغییرات هزینههای ناشی از تخریب اگزرژی در واحد ساعت برای مقادیر متفاوت کارایی مبادله *ک*ن

مقدار ^cD₀,_hHE برای 0.8=۶ در حالتی که دمای گاز داغ ورودی برابر 2°550 باشد، برابر h/^cD₀,_hHE میگردد که مقدار قابل توجهی می باشد. افزایش دمای گاز داغ ورودی، هزینههای ناشی از تخریب اگزرژی را بیشتر می کند که این مسئله در مورد شکل 12 توضیح داده شد. درنهایت مهم ترین پارامتر تعیین کننده در تحلیل اگزرژواکونومی ضریب اگزرژواکونومی یا نسبت هزینه اولیه به مجموع هزینههاست که به صورت زیر تعریف می شود:

$$f_{\rm HE} = \frac{\dot{Z}_{\rm HE}}{\dot{Z}_{\rm HE} + \dot{C}_{\rm D,h,HE}}$$
(27)



Fig. 15 Variations of exergoeconomic factor with the HE efficiency شکل 15 تغییرات ضریب اگزرژواکونومی مبادلهکن گرما به ازای مقادیر گوناگون کارایی مبادلهکن

شکل 15 نشاندهندهی تغییرات ضریب اگزرژواکونومی مبادله کن گرما به ازای مقادیر گوناگون ٤ می اشد. همان گونه که از نمودار مشخص است، افزایش کارایی مبادله کن موجب افزایش ضریب اگزرژواکونومی می شود که به معنای افزایش سهم هزینه اولیه در هزینه های مربوط به مبادله کن می باشد. افزایش دمای گاز داغ ورودی چون موجب افزایش هزینه های ناشی از تخریب اگزرژی می شود در حالی که بر روی هزینه اولیه ساخت یا خرید مبادله کن گرما تأثیر چندانی ندارد، بر روی ضریب اگزرژواکونومی تأثیر عکس خواهد داشت و آن را کاهش خواهد داد.

البته باید به این نکته توجه داشت که در کل با توجه به مقدار f_{HE} باید گفت که سهم نهچندان کوچکی از هزینهها ناشی از تخریب اگزرژی میباشد که این مسئله باید در ملاحظات مربوط به طراحی سیستم CHP موردتوجه قرار گیرد.

4- نتیجه گیری

در این بررسی یک سیستم تولید همزمان به همراه دیزل ژنراتور پایهی آن مورد مطالعه ی عملکردی از دید قوانین اول و دوم ترمودینامیک قرار گرفت. همچنین یک سیستم تولید همزمان مناسب انتخاب شده بر اساس دیزل ژنراتورهای تولیدشده در داخل کشور، مورد تحلیل پارامتری قرار گرفت و ازنظر اقتصادی نیز بررسی گردید که نتایج آن به شرح زیر است:

 استفاده از CHP بازدهی سیستم را در حدود 21% افزایش میدهد و بهتبع آن کاهش مصرف سوخت و افزایش بهرهوری را بهدنبال خواهد داشت.

 مقایسه ی بازده %78.42 به دست آمده برای یک سیستم تولید همزمان با بازده بسیار پایین شبکه یتولید و توزیع برق کشور مزیت بسیار عالی استفاده از چنین سیستمی برای جایگزینی بخشی از نظام تولید برق را نشان می دهد.

ملاحظه گردید که با به کارگیری سیستم در نظر گرفته شده می توان
 از بازیابی اتلافات گاز خروجی یک موتور با توان تقریباً 100kW برای
 گرمنمودن 0.17 کیلوگرم بر ثانیه آب از دمای2°25 تا2°68.64 استفاده نمود.

مقدار تخریب اگزرژی در مبادله کن گرما و به تبع آن هزینهی تخریب اگزرژی به نسبت زیاد است که این مربوط به فرآیند انتقال گرما و اختلاف دمای زیاد در مبادله کن می باشد و ممکن است بتوان با برخی ملاحظات آن را کاهش داد.

Table 1 Thermodynamic properties for different points of the cycle

جدول 1 خواص ترموديناميكي مختلف براي نقاط چرخه

6-مراجع

اگزرژی کل (kW)	اگزرژی شیمیایی (kJ/kg)	اگزرژی فیزیکی (kJ/kg)	دبی (kg/s)	حج _م ویژه (m ³ /kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	آنتالپی (kJ/kg)	فشار (kPa)	دما (°C)	نقطه
0.5056	2.528	0	0.2	3.553	6.955	-164.4	101.3	25	1
24.44	2.528	119.7	0.2	1.724	7.021	-24.98	303.9	160.8	2
164.3	2.528	818.8	0.2	0.1149	7.021	674.1	9046	793.2	3
421.2	10.02	1996	0.21	0.295	7.892	2170	9046	1938	4
102.2	10.02	476.5	0.21	1.724	7.892	651	318.1	724.2	5
48.39	10.02	220.4	0.21	8.969	7.947	411.3	106	514.8	6
5.848	10.02	17.83	0.21	4.509	7.207	-11.89	106	123	7

Transfer, Vol. 50, No. 12, pp. 1661-1671, 2014.

- [17] N. Moriconi, P. Laranci, M. D'Amico, P. Bartocci, B. D'Alessandro, G. Cinti, A. Baldinelli, G. Discepoli, G. Bidini, U. Desideri, Design and preliminary operation of a gasification plant for micro-CHP with internal combustion engine and SOFC, *Energy Procedia*, Vol. 81, No. 1, pp. 298-308, 2015.
- [18] H. Yağlı, Y. Koç, A. Koç, A. Görgülü, A. Tandiroğlu, Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat, *Energy*, Vol. 111, No. 1, pp. 923-932, 2016.
- [19] S. M. Aceves, J. Martinez-Frias, G. M. Reistad, Analysis of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines for cogeneration applications, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 128, No. 1, pp. 16-27, 2006.
- [20] G. Wall, Exergy flows in industrial processes, *Energy*, Vol. 13, No. 2, pp. 197-208, 1988.
- [21] A. Abusoglu, M. Kanoglu, Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2– Application, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 2, pp. 242-249, 2009.
- [22] C. O. Colpan, T. Yeşin, Energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of Bilkent combined cycle cogeneration plant, *International Journal of Energy Research*, Vol. 30, No. 11, pp. 875-894, 2006.
- [23] F. Kreith, The CRC handbook of thermal engineering, Berlin: Springer Science & Business Media, 2000.
- [24] O. Balli, H. Aras, A. Hepbasli, Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas-diesel engine: Part I-Methodology, *Energy Conversion* and Management, Vol. 51, No. 11, pp. 2252-2259, 2010.
- [25] M. Kanoglu, A. Ayanoglu, A. Abusoglu, Exergoeconomic assessment of a geothermal assisted high temperature steam electrolysis system, *Energy*, Vol. 36, No. 7, pp. 4422-4433, 2011.
- [26] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, No. 8, pp. 1257-1289, 2006.
- [27] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 533-543, 2014.
- [28] S. Javan, V. Mohamadi, P. Ahmadi, P. Hanafizadeh, Fluid selection optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system for residential applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 96, No. 1, pp. 26-38, 2016.
- [29] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm, *Energy conversion and Management*, Vol. 52, No. 5, pp. 2193-2203, 2011.
- [30] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-5172, 2010.
- [31] S. Volut, J. Schonek, *Electrical installation guide 2010*, p. A17, Valence: Schneider Electric S.A., 2010.

- D. Panno, A. Messineo, A. Dispenza, Cogeneration plant in a pasta factory: Energy saving and environmental benefit, *Energy*, Vol. 32, No. 5, pp. 746-754, 2007.
- [2] M. Meckler, L. B. Hyman, Sustainable on-site CHP systems, pp. 10-20, New York: McGraw-Hill, 2010.
- [3] H. Ren, W. Gao, Y. Ruan, Optimal sizing for residential CHP system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 5, pp. 514-523, 2008.
- [4] O. F. Can, N. Celik, I. Dagtekin, Energetic-exergetic-economic analyses of a cogeneration thermic power plant in Turkey, *International Communications in heat and mass transfer*, Vol. 36, No. 10, pp. 1044-1049, 2009.
- [5] G. Pagliarini, S. Rainieri, Modeling of a thermal energy storage system coupled with combined heat and power generation for the heating requirements of a University Campus, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 10, pp. 1255-1261, 2010.
- [6] P. J. Mago, A. Hueffed, L. M. Chamra, Analysis and optimization of the use of CHP–ORC systems for small commercial buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 9, pp. 1491-1498, 2010.
- [7] M. Ehyaei, A. Mozafari, Energy, economic and environmental (3E) analysis of a micro gas turbine employed for on-site combined heat and power production, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 2, pp. 259-264, 2010.
- [8] L. R. Rodríguez, J. M. S. Lissén, J. S. Ramos, E. Á. R. Jara, S. Á. Domínguez, Analysis of the economic feasibility and reduction of a building's energy consumption and emissions when integrating hybrid solar thermal/PV/micro-CHP systems, *Applied Energy*, Vol. 165, No. 1, pp. 828-838, 2016.
- [9] Y. Ammar, S. Joyce, R. Norman, Y. Wang, A. P. Roskilly, Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK, *Applied Energy*, Vol. 89, No. 1, pp. 3-20, 2012.
- [10] S. C. Bhattacharyya, N. Thuy Hien, Cogeneration potential in pulp and paper industry of Vietnam, *International Journal of Energy Research*, Vol. 29, No. 4, pp. 345-358, 2005.
- [11] M. A. Mujeebu, S. Jayaraj, S. Ashok, M. Abdullah, M. Khalil, Feasibility study of cogeneration in a plywood industry with power export to grid, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 5, pp. 657-662, 2009.
- [12] J. Wang, Y. Dai, L. Gao, Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 6, pp. 941-948, 2009.
- [13] C. Katsanos, D. Hountalas, E. Pariotis, Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium, *Energy Conversion and Management*, Vol. 60, No. 1, pp. 68-76, 2012.
- [14] H. Zhang, E. Wang, B. Fan, Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery, *Energy Conversion* and Management, Vol. 65, No. 1, pp. 438-447, 2013.
- [15] B. Van de Beld, E. Holle, J. Florijn, The use of pyrolysis oil and pyrolysis oil derived fuels in diesel engines for CHP applications, *Applied energy*, Vol. 102, No. 1, pp. 190-197, 2013.
- [16] N. Shokati, F. Mohammadkhani, N. Farrokhi, F. Ranjbar, Thermodynamic and heat transfer analysis of heat recovery from engine test cell by Organic Rankine Cycle, *Heat and Mass*

DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.52.3