نشریه علمی (فصلنامه) «انرژی ایران»
دوره ۲۲، شماره ۱، بهار ۱۳۹۸، صفحه ۱۶۶ – ۱۵۱

# بررسی عملکرد یک میکرو توربین هوای مرطوب با منبع تغذیه سوخت تجدیدپذیر

[۱] علی صابری مهر، [۲] محسن مصیب نژاد، [۳] توحید ادیبی*

**چکیده**

بیوگاز امروزه منبع با ارزشی برای تولید همزمان گرما و توان است. در این مقاله یک نوع میکروتوربین جدید با هوای مرطوب با توان تولیدی ۵۰۰ کیلو وات ارایه شده است. این نیروگاه روی کارخانه تصفیه فاضلاب بنا شده است. در این مقاله روی سیستم مناسب تولید بیوگاز و دستگاه بازیافت گرما نیز بحث شده است. نتایج به دست آمده از این مقاله نشان می‌دهد بازده الکتریکی سیستم معرفی شده برابر ۴۶/۶ درصد و بازده تولید همزمان گرما و توان آن برابر ۸۱/۲ درصد می‌باشد. تأثیر ترکیب این نیروگاه با تصفیه خانه فاضلاب این است که منبع بیوگاز و آب لازم در کنار نیروگاه به سادگی وجود دارد.

**تاریخ دریافت:**
۱۳۹۷/۷/۱۵

**تاریخ پذیرش:**
۱۳۹۷/۹/۱۰

**کلمات کلیدی:**
میکروتوربین هوای مرطوب،
تولید همزمان گرما و توان،
کارخانه تصفیه فاضلاب،
بیوگاز

۱. استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، ایران a.s.mehr@Bonabu.ac.ir
۲. دانشجوی دکتری، مهندسی انرژی، دانشگاه تورینو، تورین، ایتالیا mohsen.mosayebnezhad@polito.it
۳. استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بناب، بناب، ایران (نویسنده مسئول) tohidadibi@Bonabu.ac.ir

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

## ۱. مقدمه

با افزایش جمعیت جهان نیاز به انرژی به شدت افزایش یافته است. چالش اصلی این است که آیا امکان تهیه انرژی از منابع تجدید پذیر برای مردم به خصوص در مناطق شهری وجود دارد؟ با توجه به تغییرات آب و هوا و توافق نامه پاریس ۲۰۱۵ توجه ویژه‌ای به انرژی‌های تجدیدپذیر می‌شود. کشورهای زیادی تلاش‌هایی را انجام می‌دهند تا به انرژی پاک غیرمتمرکز برسند. این روش تأمین انرژی جایگزین روش سنتی استفاده از سوخت‌های فسیلی می‌شود. از بین روش‌های پیشنهادی موتورهای رفت و برگشتی با توان تولیدی کم در بازار بیشتر مورد استفاده قرار گرفتند. اما درسال‌های اخیر میکروتوربین‌ها به خوبی در حال رقابت با موتورهای رفت و برگشتی در بازار هستند. که علت آن بازده بهتر و سود اقتصادی بیشتر است. همچنین از دیدگاه زیست محیطی نیز میکرو توربین‌ها به موتورهای رفت و برگشتی برتری دارند. برآورد شده است که بین سال ۲۰۰۸ تا ۲۰۱۳ میکروتورین‌ها ۱۷درصد بازار را به دست آورند. در سال‌های ۲۰۱۳ تا ۲۰۱۷ این رقم به عدد بی نظیر ۲۵ درصد رسیده است. بازه استفاده عموما بین ۱۰۰ کیلووات و ۵ مگاوات بوده است. مشکل عمده استفاده از بیوگاز در ماشین‌های حرارتی این است که بیوگاز از چگالی انرژی کمی برخوردار است. در مراحل میکروتوربین‌های اولیه طوری طراحی شده بودند که با سوخت‌های فسیلی کار کنند. با گذشت زمان و بهبود تکنولورژی میکروتوربین‌هایی ساخته شدند که با سوخت بیوگاز هم کار می‌کردند. یکی از راه‌های جبران کم بودن چگالی انرژی این است که از دبی جرمی بالایی در میکروتوربین‌ها استفاده شود تا بار گرمایی مورد نظر تأمین شود. محققان زیادی در زمینه میکروتوربین‌ها کار کردند. بکمن و همکارانش [۱] روی میکروتوربین‌های با تولید همزمان گرما و توان در اندازه‌های کمتر از ۱۰۰ کیلووات کار کردند. نیک پی و همکارانش [۲] میکروتوربین‌هایی با منبع تغذیه بیوگاز را درحالت‌های مختلفی شبیه‌سازی کردند. مصیب نژاد و همکارانش [۳] روی نوع دیگری از میکروتوربین‌ها کار کردند. در طرح پیشنهادی هزینه الکتریسیته ۱۲ درصد کاهش یافت. سانگ و همکارانش [۴] روی یک میکروتوربین با منبع تغذیه بیوگاز در جمهوری کره تحلیل ترمودینامیکی – اقتصادی انجام دادند. نتایج نشان داد که در هر جایی که قیمت الکتریسیته کم و قیمت گاز طبیعی بالا باشد رقابت پذیری سیستم‌های تولید توان در قیاس با فروش مستقیم بیوگاز پایین خواهد بود. بصروی و همکارانش [۵] عملکرد اقتصادی

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

میکروتوربین‌ها را در تصفیه خانه‌های فاضلاب شهری مورد بررسی قراردادند. نتایج آنها نشان داد اگر تقاضا برای گرما در طول سال متغییر باشد میکروتوربین‌ها ترجیح داده می‌شوند. عملکرد میکروتوربین‌ها با سیال عامل هوای مرطوب در کارهای دیگری نیز بررسی شده است [۶] و [۷] و [۸]. اگر چه مطالعاتی در مورد میکروتوربین‌ها با توان بالا انجام گرفته است [۹]، اما بیشتر کارها روی میکروتوربین‌ها با توان متوسط انجام گرفته است. بررسی مقالات مرتبط نشان می‌دهد کارهای بسیار کمی روی میکروتوربین‌هایی با سیال عامل هوای مرطوب با منبع تغذیه بیوگاز انجام گرفته است. در این کار سعی شده است که طراجی قابل قبولی برای میکروتوربین‌های ذکر شده آورده شود. همچنین شبیه‌سازی و آنالیز این میکروتوربین می‌تواند مرجع مناسبی برای کارهای بعدی تلقی شود. میکروتوربین پیشنهادی می‌تواند جایگزین مناسبی برای میکروتوربین‌های کم بازده و موتورهای احتراق داخلی باشد.

## ۲. معرفی اجمالی تکنولوژی میکرو توربین

میکروتوربین‌ها به عنوان توربوژنراتورهایی با سرعت بالا در ابعاد کوچک هستند که می‌توانند الکتریسیته و گرما را منتقل کنند. این تکنولوژی از روی سیستم توان کمکی هواپیماها و توربوشارژرهای موتور دیزل استخراج شده است. اکثر میکروتوربین‌ها تک مرحله‌ای هستند. مشخصات میکروتوربین‌های مشهور در جدول ۱ نشان داده شده است.

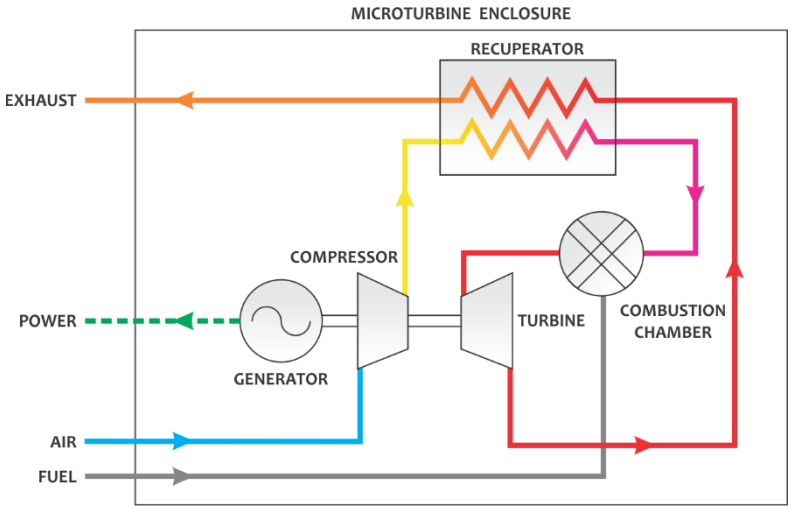
جدول ۱. مشخصات میکروتوربین‌های مشهور

| مدل میکروتوربین | $\dot{W}_{net}$ [kW] | $\eta_{el}$ [%] | $T_{exhaust}$ [°C] | $P_{fuel}$ [bar] |
|---|---|---|---|---|
| Capstone C65 | ۶۵ | ۲۹ | ۳۰۹ | ۵/۱۷ |
| Ansaldo AE-T100 | ۱۰۰ | ۳۰ | ۳۲۵ | ۶ |
| Capstone C200 | ۲۰۰ | ۳۳ | ۲۸۰ | ۵/۱۷ |
| FlexEnergy GT250S | ۲۵۰ | ۳۰ | ۲۵۶ | ۵/۵۱ |
| FlexEnergy GT333S | ۳۳۳ | ۳۲ | ۲۶۷ | ۶/۲ |
| Aurelia A400 | ۴۰۰ | ۴۰ | ۱۸۵ | ۷ |

مأخذ: نتایج تحقیق

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

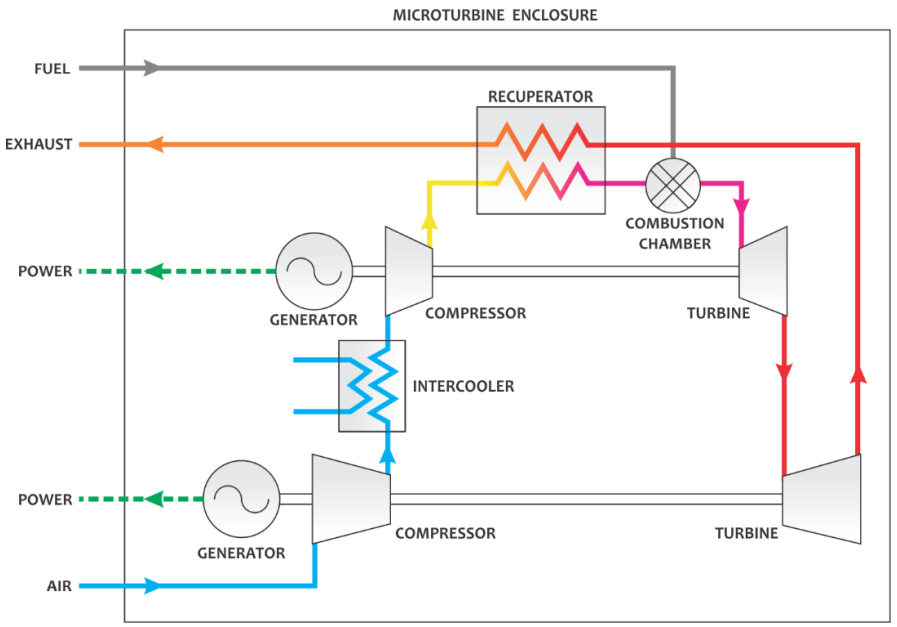
با توجه به اطلاعات بالا، میکروتوربین‌های به حالت‌های بهینه‌ای رسیده‌اند و اگر تغییرات عمده‌ای روی این مشخصات انجام گیرد، باعث افزایش هزینه یا خطر می‌شود. برای نمونه، بازده توربین‌هایی با نسبت فشار پایین و دمای ورودی بالا، باید بیشتر باشد، اما این نوع توربین‌ها مشکلاتی مثل نیاز به مواد خاص گران‌قیمت دارند [۱۰]. میکروتوربین‌ها با سیکل برایتون کار می‌کنند. همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، فشار هوای محیط در کمپرسور تا نسبت فشار مورد نظر افزایش می‌یابد. در بازیاب گرما از هوای سوخته خروجی به هوای تازه ورودی منتقل می‌شود. بازیاب یک مبدل گرمایی بسته می‌باشد. بازیاب با انتقال گرما به پیش گرمایش، باعث کاهش مصرف انرژی گرمایی و سوخت در چرخه می‌شود و در نتیجه بازده چرخه افزایش می‌یابد. در مرحله بعدی هوای پیش گرم شده وارد محفظه احتراق می‌شود و با سوخت مخلوط شده می‌سوزد. گازهای گرم خارج شده از محفظه احتراق، محور مرکزی توربین را می‌چرخاند که باعث به حرکت در آوردن محور کمپرسور و سایر اجزای متصل به آن می‌شود. همچنین باعث تولید انرژی الکتریکی می‌شود.




شکل ۱. نمودار عملکرد میکرو توربین تک مرحله‌ای

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

با دو مرحله‌ای شدن مرحله تراکم و انبساط، بازده چرخه افزایش می‌یابد. در سال‌های اخیر یک شرکت جدید، میکروتوربین جدیدی به اسم "Aurelia A400" که نتیجه کار تحقیقاتی دانشگاه لاپرناتا[1] می‌باشد به بازار عرضه کرده است.




شکل ۲. نمودار عملکرد میکرو توربین دو مرحله ای

## ۳. خواص بیوگاز و تشریح تجهیزات

بیوگازها از تجزیه بی‌هوازی[2] مواد زاید طبیعی به دست می‌آیند. تجزیه بی‌هوازی به کمک میکروب‌ها و باکتری‌ها در غیاب اکسیژن اتفاق می‌افتد. محصولات اولیه این فرآیند متان و کربن دی اکسید می‌باشد. دو منبع عمده برای بیوگاز وجود دارد. هیدروژن سولفید یکی از اجزای طبیعی نفت و گاز است. اما در بیوگاز، متان سطح بالایی از سولفید هیدروژن دارد [۱۱]. این گاز به شدت سمی‌و برای انسان خطرناک است. باید میزان این گاز کمتر از ۵۰۰۰ قسمت حجمی در یک میلیون قسمت باشد. در بیوگاز، گاز با بخار

1. Lappeenranta University of Technology
2. Anaerobic digestion

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

آب اشباع شده است. به عبارت دیگر رطوبت نسبی آن صد در صد در نظر گرفته‌می‌شود. در این شرایط دمای نقطه شبنم مخلوط با دمای مرطوب و دمای خشک برای می‌شود. در نتیجه در مراحلی مثل عبور از لوله‌های سردتر از مخلوط گاز امکان کاهش دما و در نتیجه تقطیر آب وجود دارد. این رطوبت باید کنترل شود در غیر این صورت اشکالات جدی در روند کار سیستم ایجاد می‌کند.

سیلوکسان‌ها[1] ترکیبی از سیلیکون، کربن، هیدروژن، اکسیژن هستند. این ترکیب کاربردهایی زیادی مثل ساخت لوزام آرایشی و بهداشتی دارد. وقتی بیوگاز حاوی سیلوکسان‌ها بسوزد، این ماده با اکسیژن واکنش نشان می‌دهد و دی اکسید سیلیکون را تشکیل می‌دهد. این پودر سفیدرنگ با نام سیلیکا شناخته می‌شود [۱۲]. مقدار حجمی‌سیلیکا باید کمتر از ۵ قسمت در یک میلیون قسمت محدود باشد. در این کار ترکیبی از سوخت‌ها برای شبیه‌سازی چرخه میکروتوربین با هوای مرطوب استفاده شده است. بیوگاز استفاده شده در این مطالعه از منطقه‌ای واقع در توسکانی[2] ایتالیا به دست آمده است. در این مطالعه سه نمونه مختلف بررسی شده و میانگین مقادیر آن در جدول ۲ نشان داده شده است. در نتیجه شبیه‌سازی با فرض بیوگاز شامل ۶۰ درصد متان و ۴۰ درصد کربن دی‌اکسید انجام شده است. سوخت در دمای ۲۵ درجه سانتیگراد با ارزش حرارتی پایین ۲۰/۴۳۰ کیلوژول بر متر مکعب و وزن مولکولی ۲۷/۲۳ کیلوگرم بر کیلو مول در نظر گرفته شده است.

جدول ۲. ترکیب سوخت

| ترکیب | نمونه ۱ | نمونه ۲ | نمونه ۳ | مقدار میانگین | واحد | روش |
|---|---|---|---|---|---|---|
| سیلوکسین | ۰/۴۴ | ۰/۵ | ۰/۳۲ | ۰/۴۲۰ | میلی گرم بر متر مکعب | GC-MS |
| نیتروژن | ۰/۳۹ | ۰/۴ | ۰/۳ | ۰/۳۶۳ | در صد مولی | UNI EN 15984:2011 |
| کربن دی اکسید | ۴۰/۰۶ | ۳۹/۶۲ | ۳۹/۶۹ | ۳۹/۷۹ | در صد مولی | UNI EN 15984:2011 |
| هیدروژن سولفید | ۰/۱ | ۰/۰۶ | ۰/۱۲ | ۰/۰۹۳ | در صد مولی | UNI EN 15984:2011 |

1. Siloxanes
2. Tuscany

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

| ترکیب | نمونه ۱ | نمونه ۲ | نمونه ۳ | مقدار میانگین | واحد | روش |
|---|---|---|---|---|---|---|
| متان | ۵۸/۹۵ | ۵۹/۲۳ | ۵۹/۳۲ | ۵۹/۱۶۷ | در صد مولی | UNI EN 15984:2011 |
| اکسیژن | ۰/۰۹ | ۰/۱ | ۰/۰۶ | ۰/۰۸۳ | در صد مولی | UNI EN 15984:2011 |

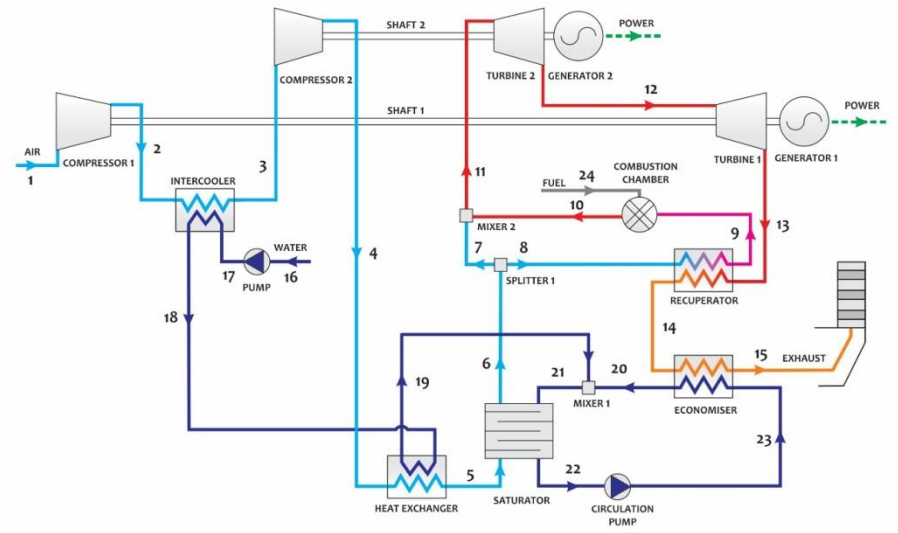
مأخذ: نتایج تحقیق

## ۴. مدل‌سازی سیستم

در این قسمت آنالیز ترمودینامیکی چرخه میکروتوربین با هوای مرطوب ارایه شده است. میکروتوربین شبیه‌سازی شده در این مقاله در شکل ۳ نشان داده شده است. در ابتدا فشار هوای محیط در دو کمپرسور شامل یک خنک کن میانی افزایش می‌یابد. خنک‌کن میانی برای کاهش مصرف کار کمپرسورها و پیش گرمایش آب استفاده می‌شود. اشباع کننده[1] برای گرم کردن و افزایش رطوبت جریان هوا استفاده می‌شود. هوای خروجی از اشباع کننده، هوای اشباع درنظر گرفته می‌شود. قسمت عمده هوا (خط ۸) وارد بازیاب شده و دمای آن توسط گازهای سوخته و گرم خروجی افزایش می‌یابد. بعد هوای گرم شده با سوخت مخلوط می‌شود و سپس ترکیب به دست آمده با بقیه هوا (خط ۷) مخلوط می‌شود. هوای مرطوب گرم در دو مرحله در توربین‌ها منبسط می‌شود و توان تولید می‌شود. هوای خروجی وارد بازیاب شده و پس از خروج از آن وارد اکونومایزر می‌شود. دراین قسمت هوای گرمای خود را به سیال دوم می‌دهد. فشار آب در پمپ افزایش پیدا می‌کند تا در اشباع کننده بتواند با هوا مخلوط شود. آب پرفشار در مبدل گرمایی، گرما می‌گیرد و با آب خروجی اکونومایزر مخلوط شده وارد اشباع کننده می‌شوند. پمپ دیگری برای ایجاد گردش آب در مسیر برگشت استفاده می‌شود (خط ۲۲).

1. saturator

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]




شکل ۳. دیاگرام عملکرد چرخه میکروتوربین پیشنهادی

لازم به ذکر است که سیستم پیشنهادی در شرایط استاندارد یعنی فشار ۱/۰۱۳ بار و دمای ۲۹۸ کلوین و رطوبت نسبی ۶۰٪ کار می‌کند. هوای اتمسفر از ۷۹٪ نیتروژن و ۲۱٪ اکسیژن تشکیل شده است (برمبنای حجم). کلیه گازها، کامل در نظر گرفته شده‌اند و نشت گاز از اتصالات و غیره ناچیز فرض شده است. داده‌های ورودی و فرضیه‌ها در جدول (۳) نشان داده شده است. توان‌های متفرقه جذب شده در تجهیزات جانبی به صورت یک درصد توان خروجی ناخالص در نظر گرفته شده است. تفاوت دما بین آب گرم خروجی و دمای مرطوب هوای ورودی در اشباع کننده ۱۵ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است.

جدول ۳. فرضیات، شرایط اولیه و قیدها

| پارامتر | مقدار | واحد |
|---|---|---|
| ارزش حرارتی پایین سوخت | ۲۰۴۳۰ | کیلوژول به متر مکعب |
| افت فشار در محفظه احتراق به فشار ورودی | ۰/۰۲ | - |
| افت گرما در محفظه احتراق به گرمای ورودی | ۰/۰۱ | - |
| بازده پلی تروپیک کمپروسور | ٪۹۱ | - |
| بازده مکانیکی کمپروسور | ٪۹۹ | - |

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

| پارامتر | مقدار | واحد |
|---|---|---|
| نسبت فشار در کمپرسور اول | ۳ | - |
| نسبت فشار در کمپرسور دوم | ۳/۹ | - |
| بازده پلی تروپیک توربین | ٪۹۰ | - |
| بازده مکانیکی توربین | ٪۹۹ | - |
| افت فشار به فشار ورودی در اشباع کننده در قسمت آب | ۰/۲ | - |
| افت فشار به فشار ورودی در اشباع کننده در قسمت هوا | ۰/۰۳ | - |
| دمای آب تغذیه | ۱۵ | درجه سانتی گراد |
| بازده پلی تروپیک پمپ | ٪۹۰ | - |
| بازده کلی الکتریکی | ۹۵ | - |

مأخذ: نتایج تحقیق

در ادامه به ارایه معادلات حاکم پرداخته خواهد شد. برای کمپرسور بازده آیزنتروپیک و دمای خروجی به شرح زیر تعریف می‌شود.

$$\eta_{C,is} = \frac{CR^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1}{CR^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}.\eta_{C,pol}}} - 1} \quad (۱)$$

$$T_{out} = T_{in} + \left( \frac{T_{out,is} - T_{in}}{\eta_{C,is}} \right) \quad (۲)$$

توان مصرفی کمپرسور با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای آن به شرح به دست می‌آید.

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{air} (h_{out} - h_{in}) \quad (۳)$$

واکنش شیمیایی زیر درمحفظه احتراق اتفاق می‌افتد.

$$aCH_4 + bCO_2 + c(O_2 + 3.76N_2) + 7.655\omega \mathrm{H_2O} \rightarrow dCO_2 + eH_2O + fN_2 + gO_2 \quad (۴)$$

قانون اول ترمودینامیک برای اجزای احتراق به صورت زیر خواهد بود.

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

$$\sum_{P} \dot{n}_e \bar{h}_e = \sum_{R} \dot{n}_i \bar{h}_i - \dot{Q}_{cc} \quad (۵)$$

معادله پایستگی جرم و انرژی برای اشباع کننده به صورت زیر خواهد بود.

$$\dot{m}_{air,out} = \dot{m}_{air,in} + \dot{m}_{vapor} \quad (۶)$$

$$\dot{m}_{vapor} = \dot{m}_{vapor,out} - \dot{m}_{vapor,in} \quad (۷)$$

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{O_2,in} C_{p,O_2} (\mathrm{T_{air,in}} - \mathrm{T_o}) + \dot{m}_{N_2,in} C_{p,N_2} (\mathrm{T_{air,in}} - \mathrm{T_o}) + \\ &\dot{m}_{H_2O,in} C_{p,H_2O} (\mathrm{T}_{H_2O,in} - \mathrm{T_o}) = \dot{m}_{O_2,out} C_{p,O_2} (\mathrm{T_{air,out}} - \mathrm{T_o}) + \\ &\dot{m}_{N_2,out} C_{p,N_2} (\mathrm{T_{air,out}} - \mathrm{T_o}) + \dot{m}_{H_2O,out} C_{p,H_2O} (\mathrm{T}_{H_2O,out} - \mathrm{T_o}) + \\ &\dot{m}_{vapor,out} C_{p,H_2O} (\mathrm{T}_{air,out} - \mathrm{T_o}) + \dot{m}_{H_2O,out} \Delta h_{vapor} \end{aligned} \quad (۸)$$

روابط زیر بین فشار جزیی اجزای هوای ورودی و خروجی برقرار است.

$$p_{air,in} = p_{O_2,in} + p_{N_2,in} + p_{vapor,in} \quad (۹)$$

$$\begin{aligned} &p_{air,out} = p_{O_2,out} + p_{N_2,out} + p_{vapor,out} \\ &p_{comp,i} = x_{comp,i} \cdot p_{tot} \end{aligned} \quad (۱۰)$$

فرض ایده آل گرفتن بخار آب در نزدیکی نقطه اشباع دارای خطا می‌باشد. برای همین از یک ضریب تصحیح به شرح زیر استفاده می‌شود.

$$x_{H_2O,sat} = f \frac{P_{sat(\mathrm{T_{air,out}})}}{P_{total}} \quad (۱۱)$$

یک میانیابی از نتایج آزمایشات تجربی ارایه شده در مرجع [۱۳] برای تعیین این ضریب تصحیح استفاده شده است. توربین گاز توان مورد نیاز برای تراکم سوخت و هوا و همچنین توان مکانیکی خروجی را تأمین می‌کند. بازده آیزنتروپیک توربین و دمای خروجی سیال در آن طبق روابط زیر به دست می‌آید.

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

$$\eta_{T,is} = \frac{1-ER^{\frac{\eta_{T,pol}(\gamma_{hg}-1)}{\gamma_{hg}}}}{1-ER^{\frac{\gamma_{hg}}{\gamma_{hg}-1}}} \quad (۱۲)$$

$$T_{out} = T_{in} + \eta_{T,is}(T_{in} - T_{out,is}) \quad (۱۳)$$

توان تولیدی توربین گاز از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{hg}(h_{in} - h_{out}) \quad (۱۴)$$

توان الکتریکی تولید شده از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{el} = \eta_m \times \eta_{el}(\dot{W}_T - \dot{W}_C) \quad (۱۵)$$

که در رابطه بالا $\eta_M$ بازده مکانیکی و $\eta_{EL}$ بازده الکتریکی می‌باشد. بازده الکتریکی و بازده کل چرخه (تولید همزمان گرما و توان) به شرح زیر تعریف می‌شود.

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{biogas}.LHV_{biogas}} \quad (۱۶)$$

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{recovery}}{\dot{m}_{biogas}.LHV_{biogas}} \quad (۱۷)$$

در رابطه بالا $\dot{W}_{net}$ و $\dot{Q}_{recovery}$ توان خالص خروجی و گرمای کل بازیافت شده می‌باشد. مخرج کسر روابط بالا توان تولیدی ناشی از سوختن بیوگاز می‌باشد.

## ۵. نتایج به دست آمده و بحث روی نتایج

در این قسمت میکروتوربین توضیح داده شده شبیه‌سازی شد. خروجی‌های اصلی این شبیه‌سازی در جدول (۴) نشان داده شده است.

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

جدول ۴. خلاصه نتایج نیروگاه

| پارامتر | مقدار | واحد |
|---|---|---|
| ارزش گرمایی سوخت خالص ورودی | ۱۰۷۳/۸ | کیلو وات |
| توان نا خالص | ۵۰۶/۴ | کیلو وات |
| توان خالص | ۵۰۰/۵ | کیلو وات |
| توان مصرفی تجهیزات کمکی | ۵/۸۴۶ | کیلو وات |
| بازده خالص الکتریکی | ٪۴۶/۶۱ | – |
| بازده ترکیبی گرما و توان | ٪۸۱/۲ | – |

مأخذ: نتایج تحقیق

همان‌طور که در جدول (۴) مشخص شده است بازده ترکیبی گرما و توان ۸۱/۲٪ می‌باشد. در جدول ۵ و ۶ تبادل انرژی تجهیزات نیروگاه نشان داده شده است.

جدول ۵. تبادل انرژی در قسمت‌های مختلف نیروگاه

| دستگاه | کار محوری (کیلو ژول) | گرمای مبادله شده (کیلو ژول) |
|---|---|---|
| توربین ۱ | ۳۷۱/۴ | ۰ |
| کمپرسور ۱ | -۱۰۴/۱ | ۰ |
| ژنراتور ۱ | ۰ | ۲۵۲/۸ |
| توربین ۲ | ۴۱۹/۴ | ۰ |
| کمپرسور ۲ | -۱۵۱/۳ | ۰ |
| ژنراتور ۲ | ۲۵۳/۶ | ۲۵۳/۶ |

مأخذ: نتایج تحقیق

جدول ۶. توان مصرفی تجهیزات کمکی در نیروگاه

| دستگاه | واحد (کیلو ژول) |
|---|---|
| پمپ سیرکولاسیون | ۰/۵ |
| پمپ آب تغذیه | ۰/۴ |
| بارهای متفرقه اجزای کمکی | ۶/۲ |

مأخذ: نتایج تحقیق

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

اطلاعات نقاط مختلف جریان در جدول (۷) فهرست شده است. با توجه به این جدول میزان آب مصرفی نیروگاه برای مرطوب سازی برابر ۰/۱۵۶۵ کیلوگرم بر ثانیه است. مصرف سالانه آب با فرض کارکرد ۱۰۰٪ برابر ۴۹۳۸/۷۶۴ تن خواهد بود. در این شرایط نیروگاه سالانه ۲۷۱۲/۷ تن دی اکسید کربن تولید خواهد کرد.

جدول ۷. خواص ترمودینامیک در نقاط مختلف

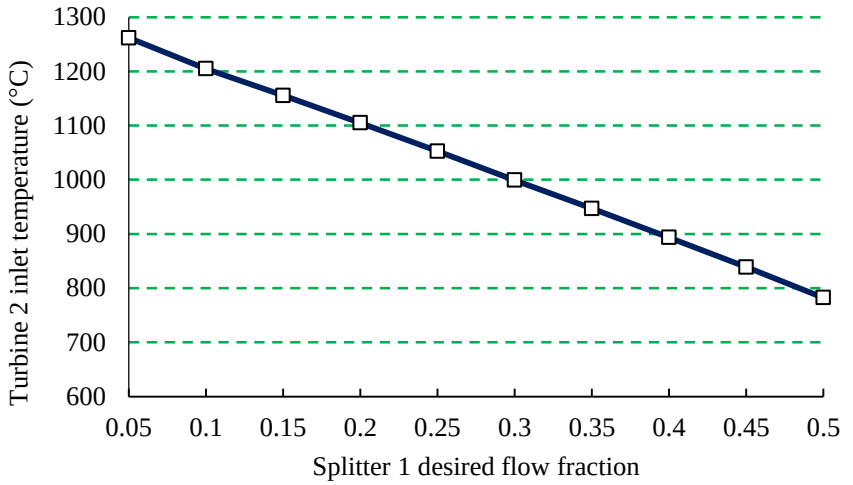
| شماره نقطه جریان | سیال | فشار(بار) | دما(درجه سانتی گراد) | دبی جرمی |
|---|---|---|---|---|
| ۱ | گاز | ۱/۰۱۳۲ | ۱۵ | ۰/۸۷۶ |
| ۲ | گاز | ۳/۰۱۹ | ۱۳۱/۹۴ | ۰/۸۷۶ |
| ۳ | گاز | ۲/۹۶ | ۴۸/۸۱ | ۰/۸۷۶ |
| ۴ | گاز | ۱۱/۲۸۸ | ۲۱۷/۶۵ | ۰/۸۷۶ |
| ۵ | گاز | ۱۱/۰۶۶ | ۲۰۰ | ۰/۸۷۶ |
| ۶ | گاز | ۱۱/۰۳۳ | ۱۲۷/۹۸ | ۱/۰۳۳ |
| ۷ | گاز | ۱۰/۷۱ | ۱۲۷/۸۶ | ۰/۲۰۷ |
| ۸ | گاز | ۱۱/۰۳۳ | ۱۲۷/۹۸ | ۰/۸۲۶ |
| ۹ | گاز | ۱۰/۹۲۴ | ۵۰۰ | ۰/۸۲۶ |
| ۱۰ | گاز | ۱۰/۷۱ | ۱۲۹۹/۹۹ | ۰/۸۸۳ |
| ۱۱ | گاز | ۱۰/۷۱ | ۱۱۰۴/۸۴ | ۰/۰۸۹ |
| ۱۲ | گاز | ۳/۵۷ | ۸۳۶/۹۲ | ۰/۰۸۹ |
| ۱۳ | گاز | ۱/۰۴۳۸ | ۵۸۷/۶۶ | ۱/۰۸۹ |
| ۱۴ | گاز | ۱/۰۳۳۵ | ۳۱۹/۳۱ | ۱/۰۸۹ |
| ۱۵ | گاز | ۱/۰۱۳۲ | ۱۲۰ | ۱/۰۸۹ |
| ۱۶ | مایع | ۱/۰۱۳۵ | ۱۵ | ۰/۱۵۷ |
| ۱۷ | مایع | ۱۳/۷۷۵ | ۱۵/۱۷ | ۰/۱۵۷ |
| ۱۸ | مایع | ۱۳/۵۰۵ | ۱۲۶/۹۴ | ۰/۱۵۷ |
| ۱۹ | مایع | ۱۳/۲۴ | ۱۵۰/۵۹ | ۰/۱۵۷ |
| ۲۰ | مایع | ۱۳/۲۴ | ۱۵۸/۹۲ | ۱/۱۵۲ |

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

| شماره نقطه جریان | سیال | فشار(بار) | دما(درجه سانتی گراد) | دبی جرمی |
|---|---|---|---|---|
| ۲۱ | مایع | ۱۳/۲۴ | ۱۵۷/۹۴ | ۱/۳۰۸ |
| ۲۲ | مایع | ۱۱/۰۳۳ | ۱۰۵/۹۷ | ۱/۱۵۲ |
| ۲۳ | مایع | ۱۳/۵۰۵ | ۱۰۶/۰۲ | ۱/۱۵۲ |

مأخذ: نتایج تحقیق

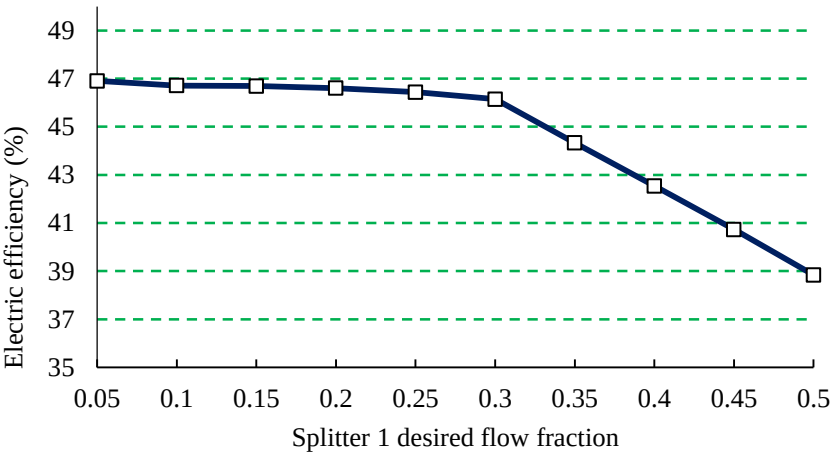
آنالیز حساسیت در این کار انجام شده است تا تأثیر تغییر پارامترها روی عملکرد نیروگاه با فرضیات داده شده مشخص شود. در شکل (۴) دمای ورودی توربین (۲) به عنوان تابعی از کسر جرمی در جداکننده (۱) رسم شده است. همان‌طور که از شکل مشخص است رابطه خطی بین این پارامترها وجود دارد. با افزایش کسر جرمی دمای ورودی توربین ۲ کاهش می‌یابد.




شکل ۴. دمای ورودی توربین (۲) نسبت به کسر جرمی‌در جداکننده یک

در شکل (۵) بازده الکتریکی نیروگاه بر حسب تابعی از کسر جرمی در جداکننده یک نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است در کسر جرمی‌های پایین (۰/۰۵ تا ۰/۳) بازده الکتریکی نیروگاه با شیب کم با افزایش کسر جرمی‌کاهش می‌یابد و بعد از کسر جرمی ۰/۳ بازده الکتریکی نیروگاه باشیب بیشتری با افزایش کسر جرمی‌کاهش می‌یابد. لذا این نقطه خاص یعنی کسر جرمی ۰/۳ می‌تواند نقطه عملکرد مناسبی برای نیروگاه با در نظر گرفتن موضوع بازده الکتریکی و دمای ورودی توربین می‌شود.

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]




شکل ۵. بازده الکتریکی سیستم بر حسب کسر جرمی در جدا کننده یک

## ۶. نتیجه گیری

با توجه به نیاز روز افزون به انرژی، یک میکروتوربین با سیال عامل هوای مرطوب در این مقاله شبیه‌سازی شد. طبق نتایج به دست آمده بازده الکتریکی ۴۶/۶ درصد و بازده تولید همزمان توان و گرما ۸۱/۲٪ شد. در این مقاله همچنین خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف نیروگاه به دست آمد. همچنین نحوه تغییرات بازده نیروگاه نسبت به کسر جرمی در جدا کننده یک تعیین شد. نتایج نشان داد که با افزایش کسر جرمی بازده نیروگاه کاهش می‌یابد. البته این کاهش بازده تا کسر جرمی ۰/۳ با شیب بسیار کم اتفاق می‌افتد. اما بعد از کسر جرمی یاد شده تغییرات با شیب بیشتری خواهد بود. همچنین نتایج به دست آمده نشان داد که دمای ورودی توربین دو نیز با افزایش کسر جرمی کاهش می‌یابد.

## منابع

[1] J.L.H. Backman, Kaikko J. (2011), "7-Microturbine Systems for Small Combined Heat and Power (CHP) Applications, in: R. Beith (Ed.) Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems", Woodhead Publishing, pp. 147-178.

[2] Nikpey Somehsaraei H., Mansouri Majoumerd M., Breuhaus P. and M. Assadi (2014), "Performance Analysis of a Biogas-fueled Micro Gas Turbine using a Validated Thermodynamic Model", Applied Thermal Engineering, 66(1), pp.181-190.

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]

[3] MosayebNezhad M., Mehr A.S., Gandiglio M., Lanzini A. and M. Santarelli (2018), "Techno-economic Assessment of Biogas-fed CHP Hybrid Systems in a Real Wastewater Treatment Plant", Applied Thermal Engineering, No.129 pp.1263-1280.

[4] Sung T., Kim S. and K.C. Kim (2017), "Thermoeconomic Analysis of a Biogas-fueled Micro-gas Turbine with a Bottoming Organic Rankine cycle for a Sewage Sludge and Food Waste Treatment Plant in the Republic of Korea", Applied Thermal Engineering, No. 127, pp. 963-974.

[5] Basrawi F., Ibrahim T.K., Habib K. and T. Yamada (2017), "D.M.N. Daing Idris, Techno-economic performance of biogas-fueled micro gas turbine Cogeneration Systems in Sewage Treatment Plants: Effect of Prime Mover Generation Capacity", Energy, No. 124, pp. 238-248.

[6] Parente J.O.S., Traverso A. and A.F. Massardo (2003), "Saturator Analysis for an Evaporative Gas Turbine Cycle", Applied Thermal Engineering, 23(10), pp.1275-1293.

[7] Jonsson M. and J. Yan (2005), "Humidified Gas Turbines−a Review of Proposed and Implemented Cycles", Energy, 30(7), pp. 1013-1078.

[8] Lazzaretto A. and F. Segato (2002), "A Thermodynamic Approach to the Definition of the HAT Cycle Plant Structure", Energy Conversion and Management, 43(9), pp. 1377-1391.

[9] Hu Y., Li H. and J. Yan (2012), "Techno-economic Evaluation of the Evaporative Gas Turbine Cycle with Different CO2 Capture Options", Applied Energy, 89(1), pp. 303-314.

[10] Jaatinen-Värri A., Nerg J., Uusitalo A., Ghalamchi B., Uzhegov N., Smirnov A., Sikanen E., Grönman A., Backman J. and M. Malkamäki (2016), Design of a 400 kW Gas Turbine Prototype, (49866) V008T023A007.

[11] Lanzini A., Madi H., Chiodo V., Papurello D., Maisano S., Santarelli M. and J. Van herle (2017), "Dealing with Fuel Contaminants in Biogas-fed Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) and Molten Carbonate Fuel Cell (MCFC) Plants: Degradation of Catalytic and Electro-catalytic Active Surfaces and Related Gas Purification Methods", Progress in Energy and Combustion Science, No. 61 pp.150-188.

[12] Jalali A., Motamedhashemi M.M.Y., Egolfopoulos F. and T. Tsotsis (2013). "Fate of Siloxane Impurities During the Combustion of Renewable Natural Gas", Combustion Science and Technology, 185(6), pp. 953-974.

[13] Herrmann S., Kretzschmar H.J. and D.P. Gatley (2009). "Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water, and Ice (RP-1485)", HVAC&R Research, 15(5), pp. 961-986.

[ Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-06 ]