

شبیه‌سازی سیکل جذبی پخشی با منبع حرارتی آگزوز خودرو و بهبود عملکرد در دورهای پایین موتور

رامین فرزندی، مجید بازارگان*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۲/۰۶
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۴/۲۴
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۶/۱۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۰۶/۲۳

کلمات کلیدی:

سیکل تبرید جذبی پخشی
موتور احتراق داخلی
انرژی حرارتی اتلافی آگزوز
ظرفیت سرمایشی
یخچال خودرو

خلاصه: در این پژوهش یک سیکل تبرید جذبی پخشی برای استفاده در خودرو شبیه‌سازی شده است که از انرژی حرارتی اتلافی آگزوز به عنوان منبع انرژی حرارتی سیکل استفاده گردیده است. موتور احتراق داخلی با حجم ۱/۳ لیتر در دورهای موتور و میزان بازشدگی‌های مختلف در پیچه گاز مورد تست تجربی قرار گرفت و از شرایط دود آگزوز نظیر دبی و دما به عنوان ورودی منبع حرارتی سیکل تبرید استفاده شد. در نهایت، برای دورهای موتور بالاتر از ۲۰۰۰ rpm مشکل خاصی وجود نداشت و دمای اواپراتور بین $0/4^{\circ}\text{C}$ الی $7/1^{\circ}\text{C}$ قرار گرفت ولی برای دورهای ۱۵۰۰ rpm و ۱۰۰۰ rpm، دمای اواپراتور در محدوده مناسبی قرار نگرفت که این مشکل در پژوهش‌های پیشین نیز گزارش شده است. تا کنون راه کاری برای دورهای پایین یا شرایط بیکار موتور مثلاً در ترافیک اراهه نشده است. در این مطالعه، ژنراتور جدیدی طراحی و مورد شبیه‌سازی قرار گرفت. استفاده از ژنراتور جایگزین به طور میانگین ۱۶/۸٪ انتقال حرارت به ژنراتور را بهبود بخشید که بر اثر آن ظرفیت سرمایشی به طور میانگین ۴/۷٪ افزایش پیدا کرد. سیکل جذبی پخشی کنونی قادر است در دورهای پایین موتور نیز عملکرد مناسبی ارائه دهد.

۱- مقدمه

آگزوز پرداخته‌اند [۱ و ۷-۵]. اگرچه این تحقیقات به طور کلی بیان می‌دارند که حرارت اتلافی آگزوز جوابگوی انرژی پیشران سیکل تبرید جذبی می‌باشد ولی در حقیقت در دورهای پایین موتور (حالت بیکار موتور یا در حالت ترافیک) میزان این انرژی کافی نیست و عملکرد سیکل را دچار اختلال می‌کند. در همین راستا می‌توان به پژوهش کوهلر و همکارانش [۸] اشاره کرد که یک نمونه اولیه سیستم جذبی برای تبرید کامیون با استفاده از حرارت گازهای خروجی آگزوز را ساختند و شبیه‌سازی کردند. شبیه‌سازی توسط کد کامپیوتری با استفاده از روابط کوپله بقای انرژی و بقای جرم انجام گرفت و آن‌ها برای آزمایش از سیکل تک اثره آب-آمونیاک استفاده کردند. آن‌ها به عنوان یک نتیجه‌ی اصلی اعلام کردند، تنها در جاده‌هایی با مسافت طولانی و هموار می‌توان از این سیستم برای تبرید استفاده کرد. در ادامه، هروز و همکارانش [۹] به مطالعه‌ی تجربی سیکل تبرید جذبی با منبع انرژی خروجی آگزوز اتومبیل فورد (داور)^۲ پرداختند. سیستم جذبی انتخاب شده سیکل تک اثره و سیال عامل آن آب-آمونیاک بود. آن‌ها نیز نتیجه مشابهی دریافتند. ظرفیت سرمایش با بالا رفتن دور موتور افزایش می‌یابد ولی مشکل آن‌جایی

درصد قابل توجهی (حدوداً ۳۰٪) از انرژی موتورهای احتراق داخلی از طریق آگزوز به هدر می‌رود [۱]، از این رو فرصت مناسبی ایجاد می‌شود که این انرژی را از طریق استفاده به عنوان منبع انرژی یخچال خودرو بازیابی کرد و بهره‌وری از سوخت را بالا برد. در حال حاضر اکثریت سیستم‌های یخچال خودرو، تراکمی است و کار ورودی کمپرسور را از موتور خودرو دریافت می‌کنند که به نوعی باعث اعمال بار اضافی به موتور خودرو می‌گردد [۲]. این در حالی است که سیستم‌های تبرید جذبی انرژی مورد نیاز خود را از حرارت اتلافی آگزوز تامین می‌کنند و هیچ بار اضافی به موتور خودرو اعمال نمی‌شود. استفاده از حرارت اتلافی آگزوز در سیستم تبرید جذبی به عنوان یخچال خودرو می‌تواند بازده کلی سیستم و بهره‌وری از سوخت را افزایش دهد و همزمان مزیت حذف هیدروفلوروکربن‌ها^۱ به عنوان مخرب محیط زیست را به همراه داشته باشد [۳ و ۴].

تحقیقات بسیاری طی سال‌های اخیر به ارزیابی میزان حرارت اتلافی

1 ChloroFluoroCarbons (CFCs)

2 Ford (Dover)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: moaven@um.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



است که دور موتور پایین باشد مثلاً وقتی خودرو در حال توقف یا در ترافیک سنگین است. در این شرایط عملکرد سیکل به طور کامل مختل می‌شود.

با توجه به مشکل دورهای پایین موتور، تحقیقات در این زمینه متوقف نشد و در مواردی به مدل‌ها و نمونه‌های اولیه نسبتاً مناسب‌تری هم رسید. برای نمونه، شاه‌الم [۱۰] پژوهشی جهت امکان‌سنجی بهره‌گیری از سیستم‌های جذبی پخشی برای تهویه هوا در خودروهای چهار سیلندر سواری انجام داد. در آن پژوهش شرایط دود خروجی اگزوز در دو حالت، ۱/۴ و ۱/۲ بار موتور بررسی گردید. در نتیجه سیستم تهویه مطبوع با ظرفیت یک تن هوا در اکثریت موارد قابل بهره‌برداری بود. در ادامه، راماناتان و همکارانش [۱۱] یک پژوهش شبیه‌سازی از سیکل جذبی تک اثره با سیال عامل آب-لیتیم‌برماید انجام دادند. از نتایج آن پژوهش استنباط می‌شد که عملکرد سیستم با دماهای عملیاتی ژنراتور^۱، به شدت مرتبط است. بنا بر این، سیکل از عملکرد مناسبی در وضعیت بی‌کار خودرو (دورهای موتور کمتر از ۱۳۰۰ rpm برخوردار نمی‌باشد. به عنوان نمونه‌ای دیگر، الکودا [۱۲] از خروجی اگزوز یک موتور دیزل برای تامین بار برودتی یک خودرو سواری با پنج مسافر استفاده نمود. نتایج حاکی از آن بود که چنین سیکلی توانایی تامین بار برودتی مد نظر را دارد ولی مشکل در دورهای موتور کمتر از ۱۵۰۰ rpm ایجاد می‌شود که حرارت و دبی خروجی اگزوز کاهش می‌یابد و جوابگوی نیاز ژنراتور نمی‌باشد. غیر از کاربرد در خودروها، نمونه‌های دیگری از به کارگیری سیکل‌های تبرید جذبی با استفاده از حرارت اتلافی اگزوز، مثلاً در لوکوموتیوها [۱۳ و ۱۴] و قایق‌ها [۱۵ و ۱۶] نیز وجود دارد که در اساس، مشابه سیکل‌های مورد استفاده در خودروها می‌باشند.

در سال‌های اخیر، پژوهشی‌هایی تجربی توسط منزلا و همکارانش [۱۷ و ۱۸] صورت گرفت که از سیکل جذبی پخشی به عنوان یخچال خودروی بنزینی با موتور ۱/۶ لیتری استفاده کردند. آن‌ها دریافتند با توجه به اینکه ضریب عملکرد سیکل بسیار پایین است (حدوداً ۰/۰۵)، می‌توان دمای محفظه یخچال را به ۵ °C رساند. پژوهش تجربی دیگری که توسط ریگو و همکارانش [۱۹] صورت گرفت، از سیکل تبرید جذبی پخشی به عنوان یخچال خودرو بهره می‌برد. آن‌ها برای عملکرد مناسب سیکل در دورهای بالای موتور، جریان دود را با دو شیر کنترل می‌کردند و توانستند دمای اواپراتور^۲ را حدوداً به ۶- °C برسانند ولی برای دورهای موتور کمتر از ۱۵۰۰ rpm (مشخصاً دور موتور ۱۰۰۰ rpm) عملاً هیچ راه‌کاری پیشنهاد نشد و مشکل همچنان ادامه داشت.

1 Generator
2 Evaporator

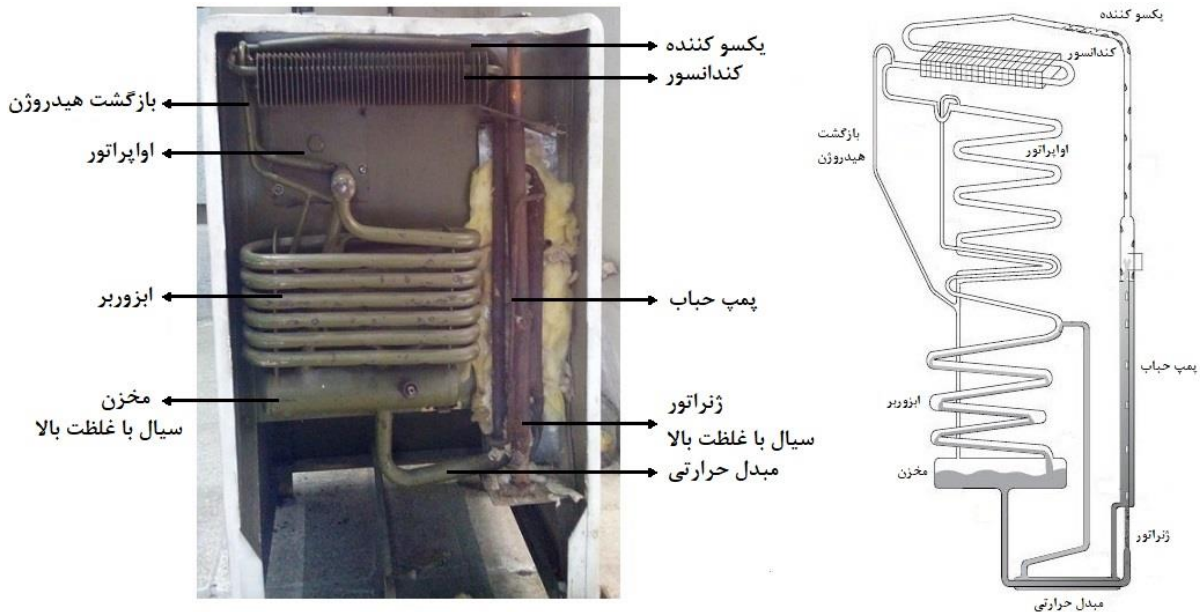
پژوهش حاضر در راستای بررسی امکان استفاده از سیستم‌های جذبی پخشی به عنوان یخچال خودرو سواری بنزینی با نیروی پیشران حرارت اتلافی اگزوز، یک کار شبیه‌سازی را در دستور کار قرار می‌دهد. بدین منظور برای بدست آوردن شرایط محصولات حاصل از احتراق، موتور ۱/۳ لیتری (۱۰۰-X کیا) مورد تست تجربی قرار می‌گیرد. سیکل تبرید جذبی نیز به صورت جداگانه شبیه‌سازی می‌گردد و از شرایط دود خروجی اگزوز در دورهای موتور و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز به عنوان ورودی ژنراتور یخچال بهره گرفته می‌شود تا روند کاری یخچال به طور کامل تحلیل گردد و چگونگی تغییرات دما در قسمت‌های مختلف سیکل بر حسب شرایط کاری موتور مشخص گردد. در ادامه به دلیل اینکه تمامی تحقیقات پیشین با مشکل اختلال در عملکرد سیکل در دورهای کمتر از ۱۵۰۰ rpm روبرو بوده‌اند، یک مرحله بهینه‌سازی بر روی ژنراتور یخچال صورت می‌پذیرد و ژنراتور جدید بر اساس پژوهش الکودا [۲۰] به صورت پوسته لوله طراحی و شبیه‌سازی می‌گردد تا در جهت رفع این مشکل گام موثری برداشته شود.

۲- آنالیز سیکل

سیکل مورد استفاده در این پژوهش سیکل جذبی پخشی می‌باشد که از سیال‌های عامل آب، آمونیاک و هیدروژن بهره می‌گیرد. در این سیکل از آمونیاک به عنوان مبرد، از آب به عنوان جاذب، از گاز هیدروژن به عنوان گاز کمکی و از حرارت اتلافی اگزوز به عنوان منبع انرژی در ژنراتور استفاده می‌شود. تفاوت این سیکل با دیگر سیکل‌های تبرید جذبی این است که به دلیل وجود گاز هیدروژن و پمپ حباب، در این سیکل نیازی به وجود شیر انبساط و پمپ نمی‌باشد. طرح شماتیک سیکل در شکل ۱ آورده شده است که نشان دهنده ارتباط تجهیزات مختلف سیکل می‌باشد.

در این سیکل قبل از کندانسور^۳، یکسوکندنه^۴ قرار دارد که طی فرآیند تقطیر، بخار آب را از بخار آمونیاک جدا می‌سازد. آب تقطیر شده به ژنراتور برگردانده می‌شود و بخار آمونیاک به کندانسور انتقال می‌یابد. بخار آمونیاک در کندانسور حرارت خود را از دست می‌دهد و به مایع تبدیل می‌شود. آمونیاک مایع قبل از ورود به اواپراتور با گاز هیدروژن برخورد می‌کند و به دلیل اینکه این گاز نیز از فشار بالایی برخوردار است فشار مایع آمونیاک به شدت کاهش پیدا می‌کند. پیرو این اتفاق، دمای آمونیاک تقلیل می‌یابد. سپس آمونیاک وارد اواپراتور می‌شود و با جذب گرمای محیط به گاز فشار پایین تبدیل می‌گردد. رفته رفته با افزایش میزان مایع آمونیاک تبدیل شده به گاز، وزن

3 Condenser
4 Rectifier



شکل ۱: سیکل واقعی یخچال به همراه طرح شماتیک

Fig. 1. A diffusion absorption refrigeration cycle with schematic of it

$$P_{sys} = P_{NH_3} + P_{aux} \quad (1)$$

ضریب عملکرد سیکل با استفاده از نسبت میزان ظرفیت سرمایش (\dot{Q}_{eva}) به میزان حرارت منتقل شده به ژنراتور (\dot{Q}_{gen}) محاسبه می‌شود.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2)$$

با توجه به اینکه این پژوهش حالت پایایی سیکل را مورد بررسی قرار می‌دهد در روابط بقای جرم، ممنتوم و انرژی ترم‌های مرتبط با زمان حذف می‌شوند. به عنوان نمونه این روابط برای رکتیفایر به صورت روابط (۳) تا (۶) نوشته می‌شوند و برای مابقی وسیله‌ها نیز به همین صورت می‌باشند [۲۲ و ۲۳].

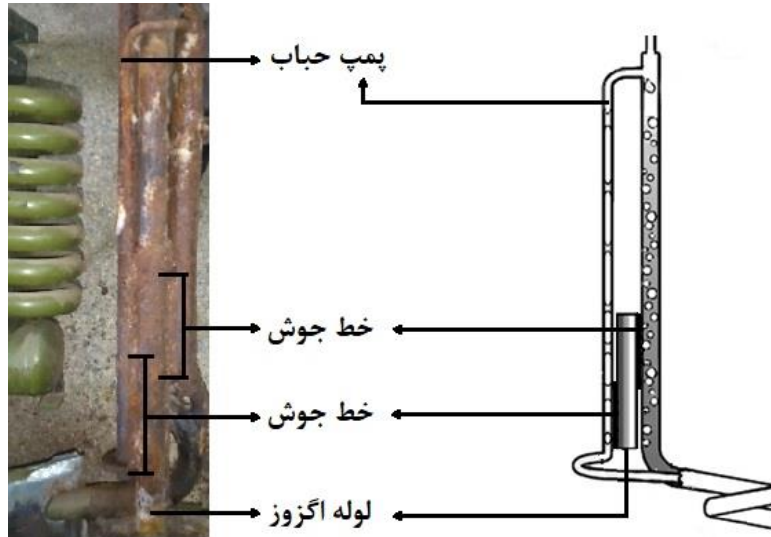
$$m_{ex,y} + m_{ex,l} = m_{in} \quad (3)$$

$$P_{ex,l} = P_{in} - \rho g(z_{ex,l} - z_{in}) - \Delta P_{rec} \quad (4)$$

مخلوط گازی آمونیاک و هیدروژن افزایش می‌یابد و به سمت ابزوربر^۱ حرکت می‌کنند. در ادامه، آمونیاک در ابزوربر توسط آب جذب شده و از گاز هیدروژن جدا می‌شود که باعث سبک شدن مخلوط گازی می‌گردد و در نتیجه گاز هیدروژن به قبل از اوپراتور باز می‌گردد. سپس با جدایش هیدروژن مجدداً فشار محلول آب و آمونیاک افزایش یافته و وارد مبدل حرارتی^۲ می‌شود. در این مرحله، محلول غلظت بالا با محلول غلظت پایین برگشتی از ژنراتور، پیش گرم می‌شود و وارد ژنراتور می‌گردد و در ژنراتور با جذب گرما از منبع گرم (حرارت اتلافی اگزوز) و به کمک پمپ حباب، بخار آمونیاک از محلول جدا و دو مرتبه وارد رکتیفایر می‌شود [۲۱]. سیکلی که در این پژوهش مورد بررسی قرار می‌گیرد سیکل ۱ A ۲۷ یخچال الکترولوکس است که در شکل ۱ نمونه واقعی به همراه طرح شماتیک آن آورده شده است.

سیکل جذبی پختی سیکلی با یک سطح فشار است و عامل حرکت سیال در این سیکل اختلاف فشارهای جزئی می‌باشد که بر اثر جذب حرارت ایجاد می‌شوند. معادلات حاکم که رفتار سیکل را توضیح می‌دهد به ترتیب زیر ارائه می‌گردند. نسبت فشار مبرد (P_{NH_3}) به فشار گاز کمکی (P_{aux}) در تجهیزاتی که شامل گاز کمکی و گاز مبرد می‌باشند، از مرتبه ۱:۲۰ است و مجموع آن‌ها فشار سیکل را نشان می‌دهد [۲۱].

1 Absorber
2 H.E.



شکل ۲: ژنراتور اولیه سیکل و انتقال حرارت از طریق خطوط جوش

Fig. 2. The cycle generator in its original shape with heat transfer from welding lines

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{K_w} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{gen} = UAF\Delta T_{lm} \quad (8)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله گرم h_o با توجه به رژیم جریان، توسط رابطه (۱۱) قابل محاسبه است [۲۴]. لازم به ذکر است در استفاده از این رابطه با فرض بلند بودن لوله انتقال دهنده دود آگزوز، جریان توسعه یافته در نظر گرفته شده است.

$$Nu = 3.66 \quad ; Re < 2300 \quad (9)$$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad ; Re > 2300 \quad (10)$$

$$h_o = \frac{Nu_o K}{D} \quad (11)$$

به دلیل آنکه دود آگزوز از اجزای مختلفی نظیر HC ، CO ، CO_2 ، N_2 و O_2 ، H_2O تشکیل شده است، قبل از بهره‌گیری از روابط (۹) تا (۱۱) نیاز به محاسبه خواص جریان دود آگزوز می‌باشد. برای تحقق این امر در ابتدا باید خواص هریک از این اجزاء محاسبه شود و در ادامه با توجه به

$$P_{ex,y} = P_{in} - \rho g(z_{ex,y} - z_{in}) - \Delta P_{rec} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rec} + m_{ex,y}(H_{ex,y} + gz_{ex,y}) \\ + m_{ex,l}(H_{ex,l} + gz_{ex,l}) \\ = m_{in}(H_{in} + gz_{in}) \end{aligned} \quad (6)$$

جایی که m دبی، P فشار مطلق، z ارتفاع، \dot{Q}_{rec} گرمای منتقل شده از رکتیفایر و ΔP_{rec} میزان افت فشار سیال در رکتیفایر می‌باشند.

در مورد تجهیز ژنراتور علاوه بر روابط بقا، روابط انتقال حرارت نیز موجود می‌باشند. در ژنراتوری که به صورت پیش فرض روی سیکل قرار گرفته (شکل ۲) انتقال حرارت، از طریق تماس لوله دود آگزوز به پمپ حباب و ژنراتور انجام می‌شود. همان‌طور که در شکل ۲ دیده می‌شود این لوله‌ها از طریق خط جوش به یکدیگر متصل شده‌اند که مد اصلی انتقال حرارت در این حالت رسانش می‌باشد.

ابتدا باید ضریب انتقال حرارت جابجایی دود آگزوز و مخلوط آب و آمونیاک و در ادامه ضریب انتقال حرارت کلی (رابطه (۷)) محاسبه شوند. سپس با استفاده از رابطه (۸) میزان حرارت منتقل شده به ژنراتور قابل محاسبه است.

$$0.1 < Ns < 1, \varphi_{cb} = \frac{1.8}{Ns^{0.8}} \quad (19)$$

$$0.1 < Ns < 1, \varphi_{nb} = fBO^{0.5} \exp(2.74Ns^{-0.1}) \quad (20)$$

$$Ns \leq 0.1, \quad \varphi_{cb} = \frac{1.8}{Ns^{0.8}} \quad (21)$$

$$Ns \leq 0.1, \quad \varphi_{nb} = fBO^{0.5} \exp(2.74Ns^{-0.151}) \quad (22)$$

φ معادل با بزرگترین مقدار بین φ_{cb} و φ_{nb} است و ثابت f در معادلات به صورت زیر می‌باشد.

$$f = 14.7 \quad ; BO > 11 * 10^{-4} \quad (23)$$

$$f = 15.43 \quad ; BO < 11 * 10^{-4} \quad (24)$$

۳- روند آزمایش و شبیه‌سازی

در این پژوهش از موتور X-۱۰۰ ساخت شرکت کیا موتورز به عنوان تامین کننده نیاز حرارتی سیکل بهره گرفته شده است. موتور X-۱۰۰ یک موتور احتراق داخلی چهار سیلندر با حجم موتور ۱۳۲۳ سی‌سی است که سوخت پایه‌ی آن بنزین می‌باشد. به دلیل اینکه این موتور در گروه موتورهای با حجم موتور پایین قرار می‌گیرد، اگر بتوان سیکل تبرید جذبی پخشی را با انرژی حرارتی اتلافی اگزوز این موتور راه‌اندازی کرد برای موتورهای با حجم بالاتر عملاً مشکلی وجود نخواهد داشت. مشخصات تجاری این موتور در جدول ۱ نشان داده شده است [۲۶ و ۲۸].

به طور کلی هدف از آزمایش موتور بدست آوردن دمای دود خروجی اگزوز در دورهای موتور و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز است. برای این منظور در شرایط آزمایشگاهی از دور موتور ۱۰۰۰ تا ۳۵۰۰ rpm و در سه میزان بازشدگی ۰.۲۵٪، ۰.۵۰٪ و ۱.۰۰٪ دریچه گاز، موتور مورد آزمایش قرار گرفته است. برای بدست آوردن دمای دود خروجی اگزوز از دو ترموکوپل K-Type با دقت ۰/۱ درجه به همراه نمایشگر DT۱۳۱۱PK۱۰۰۰ در خروجی منیفولد دود استفاده شده است. برای دریافت میزان دبی محصولات حاصل از احتراق از مرجع [۲۶] استفاده شده است.

کسر جرمی هر جزء در جریان دود اگزوز، با استفاده از رابطه (۱۲) خواص جریان دود اگزوز محاسبه شوند.

$$x = \sum_{i=1}^j y_i * x_i \quad (12)$$

که در این رابطه x_i خاصیت دلخواه، y_i کسر جرمی و j اجزای تشکیل دهنده دود اگزوز می‌باشند [۱۷]. در پژوهش حاضر برای تعیین خاصیت‌های ترموفیزیکی جریان دود در دمای میانگین از مرجع [۲۵] بهره‌برداری شده است. مقادیر کسر جرمی نیز از داده‌های شرکت مگاموتور تعیین گردیده است [۲۶]. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت داخل لوله (قسمت محلول آب و آمونیاک - h_i)، رابطه شاه^۱ مورد استفاده قرار گرفته است [۲۷].

$$\varphi = \frac{h_{TP}}{h_i} \quad (13)$$

h_{TP} ضریب انتقال حرارت حالت دو فازی و h_i ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای فاز مایع می‌باشد که با رابطه (۱۴) تعیین می‌شود.

$$h_i = 0.023 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr^{0.4} \frac{K_l}{d_i} \quad (14)$$

در ادامه عدد بی بعد نادنسن برای محاسبه φ ، به صورت روابط (۱۵) تا (۲۲) تعریف می‌شود.

$$Ns = Co \quad \text{لوله‌های افقی با } Fr \geq 0.4 \quad \text{و لوله‌های عمودی} \quad (15)$$

$$Ns \geq 1, \quad \varphi_{cb} = \frac{1.8}{Ns^{0.8}} \quad (16)$$

$$Ns \geq 1, \quad \varphi_{nb} = 230 * BO^{0.5}, \quad ; BO > 0.3 * 10^{-4} \quad (17)$$

$$Ns \geq 1, \quad \varphi_{nb} = 1 + 46 * BO^{0.5}; \quad BO < 0.3 * 10^{-4} \quad (18)$$

Table 1. Commercial properties of the engine (X100)

جدول ۱: مشخصات تجاری موتور X-۱۰۰ [۲۶ و ۲۸]

مشخصه	مقدار یا نوع
نوع موتور	اشتعال جرقه‌ای
تعداد سیلندر	۴
نسبت تراکم	۹/۷:۱
حجم موتور	۱۳۲۳ سی‌سی
کورس پیستون	۸۳/۶ میلی‌متر
قطر پیستون	۷۱ میلی‌متر
سیستم خنک کاری	آب خنک
سیستم سوخت‌رسانی	انژکتوری پاشش چندنقطه‌ای
بیشینه گشتاور موتور	۱۰ نیوتن‌متر در ۳۰۰۰ دور بر دقیقه
بیشینه توان موتور	۵۱ کیلووات در ۵۵۰۰ دور بر دقیقه

لازم به ذکر است برای سطح اطمینان ۹۵٪ تمامی عدم قطعیت‌های حاصل از اندازه‌گیری به وسیله متد تی.اس.ام. ارزیابی شده‌اند [۲۹]. برای رسیدن موتور به شرایط عملکردی پایا ۱۰ دقیقه قبل از هر آزمایش موتور روشن گردیده است و تمامی تجهیزات قبل از آزمایش کالیبره شده‌اند.

برای شبیه‌سازی سیکل تبرید جذبی حاضر، به دلیل وجود توابع کتابخانه‌ای گسترده برای سیال‌های مختلف در نرم‌افزار حل معادلات مهندسی^۱، از این نرم‌افزار استفاده می‌شود. این نرم‌افزار توانایی خوبی برای حل دستگاه‌های معادلات به صورت همزمان و با استفاده از روش نیوتن رافسون ارائه می‌دهد البته تا زمانی که تعداد متغیرها برابر با تعداد معادلات باشند.

بعد از مشخص شدن دما و دبی دود اگزوز از آن‌ها به عنوان ورودی برای فرآیند شبیه‌سازی استفاده می‌شود. به عنوان گام اول روابط مربوط به انتقال حرارت در ژنراتور (روابط (۷) تا (۲۴)) با استفاده از حل‌های تکراری مورد حل قرار می‌گیرند تا دمای محلول آب و آمونیاک خروجی از ژنراتور به عنوان یک پارامتر اصلی کد محاسبه شود. پس از آن، ادامه روند شبیه‌سازی بدین گونه است که روابط بقای انرژی، جرم و ممتنوم برای هر وسیله همانند روابطی که

1 Engineering Equation Solver (EES)

برای رکتیفایر در قسمت قبل آورده شده بودند، نوشته شده و با یکدیگر کوپله می‌شوند. سپس با استفاده از دمای محلول آب و آمونیاک خروجی از ژنراتور و حل‌های تکراری روند حل تا همگرایی به یک شرایط خاص ادامه می‌یابد [۳۰]. البته ورودی‌های دیگری نیز برای فرآیند شبیه‌سازی و کوپلینگ روابط مورد نیاز می‌باشند که در ادامه به اختصار توضیح داده می‌شوند.

الف- ارتفاع و افت فشار در هر وسیله، که ارتفاع‌ها به صورت مستقیم از روی سیکل واقعی اندازه‌گیری شده [۳۰] و افت فشارها از مراجع [۲۱] و [۳۱] بدست آمده‌اند.

ب- ضریب کارایی مبدل حرارتی که قبل از ژنراتور قرار دارد و برای پیش گرم کردن جریان ورودی ژنراتور مورد استفاده قرار می‌گیرد. به دلیل آن که این مبدل از اهمیت بالایی در عملکرد سیکل برخوردار است لذا باید ضریب عملکرد بالایی داشته باشد. بنابراین در پژوهش حاضر این ضریب ۰/۷ در نظر گرفته شده است [۲۱].

ج- دیگر ورودی که بسیار حائز اهمیت می‌باشد فشار سیال در ورودی به ژنراتور می‌باشد که با توجه به اطلاعات سیکل حاضر ۱۵ بار در نظر گرفته شده است [۳۱]. مابقی ورودی‌ها نظیر کیفیت سیال در خروجی ابزوربر و خروجی کندانسور جزو بدیهیات می‌باشند. به علاوه تجهیزاتی نظیر کندانسور، ابزوربر، اوپراتور و رکتیفایر به صورت ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند و محدودیت انتقال حرارت به دلیل ساختار فیزیکی برای آن‌ها لحاظ نشده است.

۴- ژنراتور جایگزین

رفتار کلی سیکل و ظرفیت سرمایشی وابستگی شدید به میزان حرارت ورودی به ژنراتور دارند و اکثر تحقیقات پیشین در دوره‌های پایین موتور به دلیل کاهش دبی و دمای محصولات احتراق با مشکل روبرو بوده‌اند، که نتایج آزمایش‌های اولیه در این پژوهش نیز این موضوع را تصدیق می‌کند. به این ترتیب، در این پژوهش برای بهبود انتقال حرارت، ژنراتور سیکل تغییر پیدا کرده تا مشکلات آزمایش‌های اولیه را مرتفع سازد. همان‌طور که بسیار بدیهی است نوع اولیه ژنراتور با مد اصلی انتقال حرارت رسانش که از طریق خط جوش (شکل ۲) انجام می‌گیرد بسیار ابتدایی و غیر کارآمد می‌باشد، در نتیجه، در ژنراتور جایگزین مد اصلی انتقال حرارت از رسانش به جابجایی تغییر یافته است. ژنراتور جایگزین علاوه بر این که از مد انتقال حرارت جابجایی استفاده می‌کند، از لحاظ سطح انتقال حرارت نیز دارای سطحی ۳ برابر سطح ژنراتور اولیه می‌باشد. نکته بسیار مهم در طراحی ژنراتور جایگزین

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2K_w} \quad (25)$$

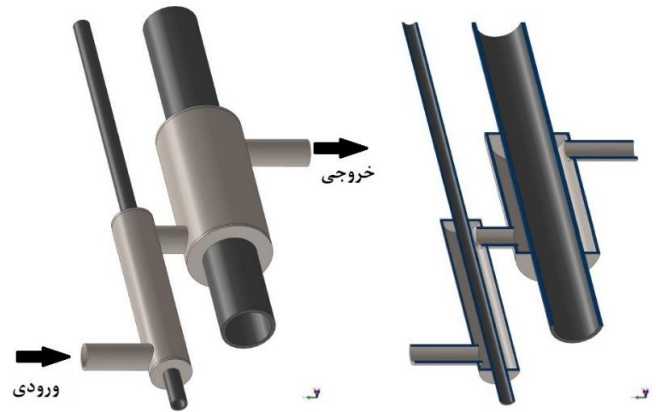
۵- نتایج و نمودارها

با توجه به تغییرات دور موتور در زمان حرکت، شبیه‌سازی حاضر برای شرایط پایدار انجام گرفته است. چرا که در شرایط عملکردی عکس‌العمل سیکل نسبت به تغییرات دور موتور زیاد نیست و به بیانی دیگر سیکل نسبت به تغییرات به شدت کند واکنش نشان می‌دهد. بنابراین با تقریب مناسبی برای الگوهای مختلف حرکت می‌توان از دورهای مختلف موتور استفاده کرد. در پژوهش حاضر برای الگوی حرکت در ترافیک سنگین از دور ۱۰۰۰ rpm، در ترافیک نیمه سنگین از دور ۱۵۰۰ rpm، در ترافیک روان از دور ۲۰۰۰ rpm، در حرکت عادی از دور ۲۵۰۰ rpm، در حرکت سریع از دور ۳۰۰۰ rpm و در حرکت بسیار سریع از دور ۳۵۰۰ rpm استفاده شده‌است.

جهت تأیید صحت شبیه‌سازی به مقایسه نتایج حاصل از این پژوهش و پژوهش مارتینس پوتینگتر [۲۱] پرداخته می‌شود. با استفاده از ورودی‌های مدل مارتینس پوتینگتر، ظرفیت سرمایشی بر حسب دمای میانگین ژنراتور در فشار ثابت محاسبه شده و مطابق شکل ۴ مقایسه می‌گردند که دیده می‌شود بالاترین اختلاف در دمای ۴۱۲ K به میزان ۰/۸/۵۴٪ است.

در قسمت‌های قبل اشاره شد که برای شبیه‌سازی سیکل به دما و دبی اگزوز به عنوان ورودی نیاز می‌باشد. پس اولین گام، اندازه‌گیری تغییرات دما از طریق آزمایش تجربی برای حالات مختلف دور موتور و بازشدگی درپچه گاز می‌باشد. به این منظور، دورهای موتور ۱۰۰۰-۳۵۰۰ rpm با میزان بازشدگی‌های ۰/۲۵٪، ۰/۵۰٪ و ۰/۱۰۰٪ مورد آزمایش قرار می‌گیرند. نتایج این آزمایش‌ها در شکل ۵ ترسیم شده است. بسیار روشن است که با افزایش دور موتور و افزایش میزان بازشدگی درپچه گاز، دمای دود خروجی اگزوز افزایش می‌یابد چرا که سوخت بیشتری احتراق یافته است. لازم به ذکر است که دما در قسمت انتهایی منیفولد دود اندازه‌گیری شده و بالاترین میزان آن مربوط به دور موتور ۳۵۰۰ rpm و حالت بازشدگی کامل درپچه گاز بوده که به میزان ۶۹۴ °C اندازه‌گیری شده است. دبی دود اگزوز نیز روندی مشابه با دما را طی می‌کند و بیشینه آن مربوط به همان شرایط و به میزان ۰/۱۶۳ kg/s می‌باشد.

ژنراتور در سیکل تبرید جذبی نقش بسیار مهمی ایفا می‌کند چرا که نیروی پیشران تماماً توسط این وسیله دریافت می‌گردد و قرار نگرفتن آن در



شکل ۳: ژنراتور جایگزین سیکل

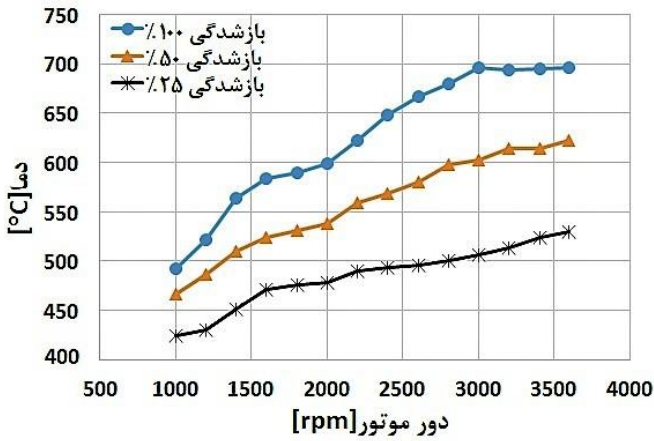
Fig. 3. The modified generator

این است که این ژنراتور در حالت کوپل با اگزوز خودرو باید از افت فشار بسیار کمی برخوردار باشد تا کارایی موتور پایین نیاید و همزمان انتقال حرارت بهتری نسبت به مبدل اولیه دارا باشد.

از آن جهت که مبدل جایگزین باید دارای افت فشار کمی باشد بهترین نوع مبدلی که می‌توان برای این ژنراتور طراحی کرد مبدلی شبیه به مبدل پوسته و لوله می‌باشد که لوله‌های ژنراتور درون پوسته‌ای قرار گیرند که از درون آن سیال گرم عبور کند. در شکل ۳ طرح مبدل جایگزین آورده شده است که طول و محل قرارگیری پوسته‌ها دقیقاً مطابق با طول و محل خطوط جوش در ژنراتور اولیه در نظر گرفته شده است.

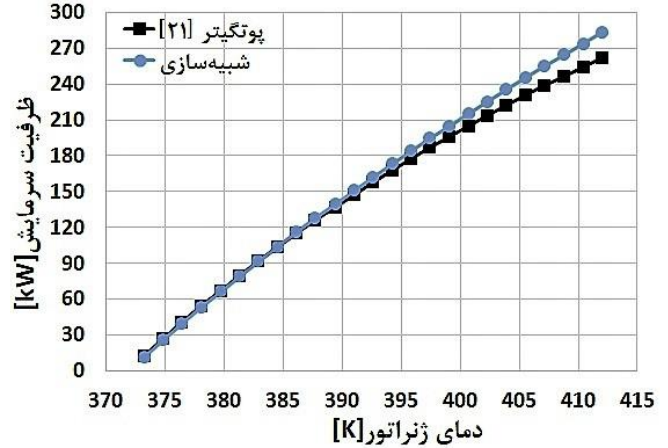
از لحاظ ساختاری ژنراتور جدید شامل دو تکه لوله از جنس کربن استیل به طول ۱۰ cm برای پمپ حباب و ۸ cm برای لوله اصلی بوده که به ترتیب دارای قطر خارجی ۲۰ mm و ۴۱ mm و قطر داخلی ۱۸ mm و ۳۸ mm می‌باشند. نحوه عبور دود خروجی اگزوز از این ژنراتور بدین صورت است که جریان دود ابتدا وارد غشای بیرونی پمپ حباب شده و در ادامه وارد غشای بیرونی لوله اصلی می‌شود که با گرم کردن سیال با غلظت بالا در این لوله شرایط را برای عملکرد پمپ حباب محیا می‌کند. در ادامه پس از انتقال حرارت به محلول اب و آمونیاک دود اگزوز از قسمت خروجی ژنراتور خارج می‌شود.

با جایگزینی ژنراتور از لحاظ روند شبیه‌سازی هیچ تغییری حاصل نمی‌شود فقط رابطه (۷) به رابطه (۲۵) تبدیل می‌شود. مابقی روابط به همان صورت قبل باقی می‌مانند [۲۵].



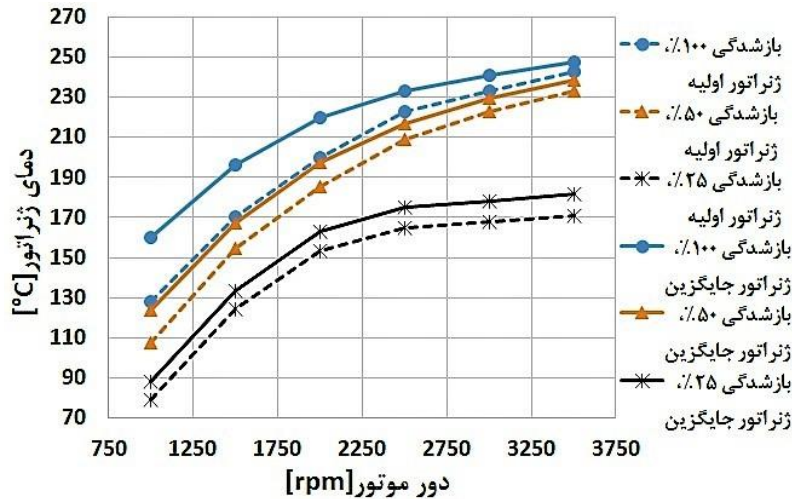
شکل ۵: دمای دود خروجی آگروز در دور موتورها و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز

Fig. 5. The exhaust temperature in different engine speeds and throttle openings



شکل ۴: اعتبار سنجی نتایج

Fig. 4. Validation of simulation results

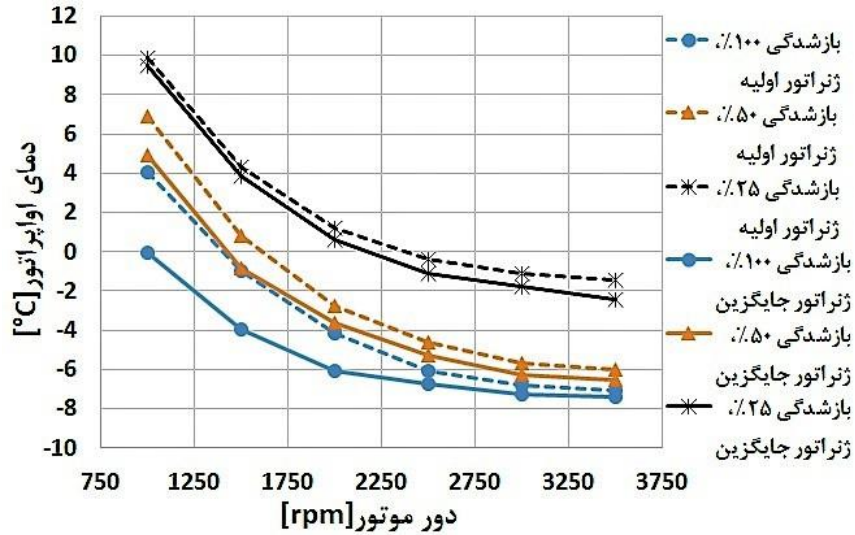


شکل ۶: دمای میانگین ژنراتور در دور موتورها و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز برای ژنراتور اولیه و جایگزین

Fig. 6. The generator mean temperature in different engine speeds and throttle openings for original and modified generator

موتور ۳۵۰۰ rpm و میزان بازشدگی ۱۰۰٪ رسیده است. با استفاده از ژنراتور جایگزین دمای ژنراتور افزایش پیدا می‌کند البته برای حالت بازشدگی ۵۰٪ و ۱۰۰٪ این افزایش دما در دورهای بالا کمتر و در دورهای پایین بیشتر بوده است. لذا می‌توان گفت استفاده از ژنراتور جایگزین تاثیر بهتری بر روی دورهای پایین موتور نظیر ۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۲۰۰۰ دارد. همانطور که در شکل ۶ دیده می‌شود بیشترین تغییر دما برای بازشدگی ۱۰۰٪ مربوط به دور ۱۰۰۰ rpm به میزان ۳۱/۸۵ °C می‌باشد. البته این مطلب در حالتی که میزان بازشدگی ۲۵٪ است بالعکس بوده چرا

شرایط عملیاتی ایده‌آل موجب اختلال در عملکرد سیکل می‌شود. بنابراین گام دوم بررسی عملکرد ژنراتور بر حسب شرایط مختلف دود آگروز است. یکی از مولفه‌های اصلی بررسی عملکرد ژنراتور، دمای میانگین آن است که در شکل ۶ بر حسب دور موتور آورده شده است. در این شکل دیده می‌شود که بر اساس افزایش دما و دبی محصولات حاصل از احتراق که می‌تواند بر اثر افزایش دور موتور و یا بر اثر افزایش میزان بازشدگی دریچه گاز باشد، انتقال حرارت بیشتری در ژنراتور انجام گرفته و دمای میانگین آن افزایش پیدا کرده است. با استفاده از ژنراتور اولیه این دما نهایتاً به ۲۴۳ °C در دور



شکل ۷: دمای اواپراتور در دور موتورها و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز برای ژنراتور اولیه و جایگزین

Fig. 7. The evaporator temperature in different engine speeds and throttle openings for original and modified generator

تکرار می‌شود و دمای اواپراتور در نهایت با ۱۰۰٪ باز بودن دریچه گاز در دور موتور ۱۵۰۰ rpm به 15.00°C و در دور موتور ۱۰۰۰ rpm به 4.03°C می‌رسد، که نشان دهنده عملکرد نامناسب سیکل در دورهای پایین موتور می‌باشد.

همانطور که در شکل ۷ دیده می‌شود با جایگزینی ژنراتور دمای اواپراتور در تمامی دورهای موتور کاهش پیدا می‌کند و کمینه آن به 7.41°C در دور ۳۵۰۰ rpm و بازشدگی ۱۰۰٪ دریچه گاز می‌رسد که همخوانی خوبی با نتایج پژوهش ریگو و همکارانش [۱۹] دارد. در رابطه با دورهای موتور

که میزان دما و دبی آگروز در این حالت به شدت پایین بوده و تغییر ژنراتور در دوره‌های بالا تاثیر بهتری می‌گذارد.

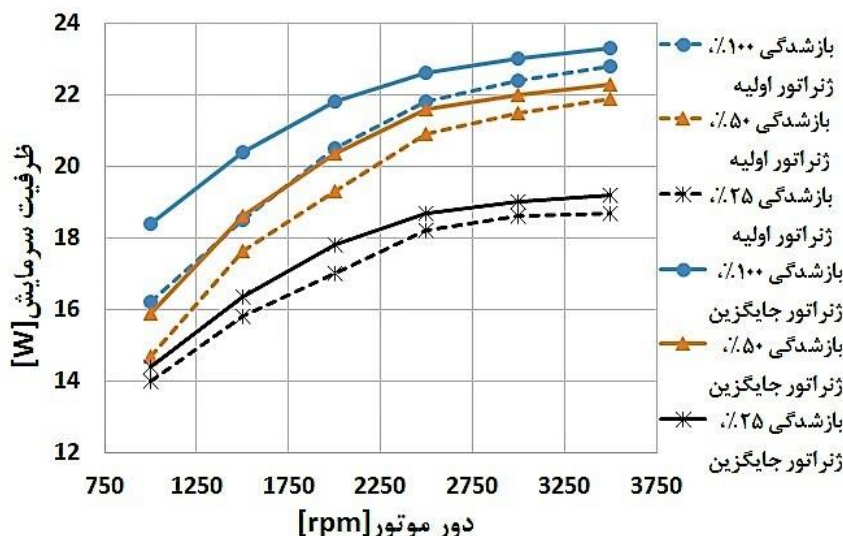
جایگزینی ژنراتور در تمامی دورهای موتور و میزان بازشدگی‌های دریچه گاز موجب افزایش انتقال حرارت گردیده و دمای میانگین ژنراتور را افزایش می‌دهد ولی همانطور که در مقدمه توضیح داده شد هدف اصلی این پژوهش بهبود عملکرد سیکل در دورهای پایین موتور می‌باشد. بنابراین تمرکز اصلی بر روی دورهای موتور ۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۲۰۰۰ است. جدول ۲ تاثیر استفاده از ژنراتور جایگزین بر درجه حرارت میانگین و میزان انتقال حرارت به ژنراتور را برای این دورها نشان می‌دهد.

در تحلیل عملکرد سیکل جذبی پخشی به عنوان یخچال خودرو، دمای اواپراتور در حالت پایا نقش بسیار مهمی دارد. شکل ۷ این دما را بر حسب دور موتورها و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز نشان داده است. در این شکل دیده می‌شود که با افزایش دور موتور و یا با افزایش میزان بازشدگی دریچه گاز، دمای اواپراتور کاهش پیدا کرده است. با استفاده از ژنراتور اولیه کمترین دمای اواپراتور در دور ۳۵۰۰ rpm و حالت باز شدگی کامل دریچه گاز به میزان 7.13°C اتفاق می‌افتد که می‌توان گفت این مقدار، دمای مناسبی برای یخچال می‌باشد. البته این محدوده دمایی در دورهای بالا ایجاد می‌شود چرا که در این دورها به دلیل شرایط مساعد دبی و دمای آگروز، در تامین نیاز حرارتی سیکل مشکلی وجود ندارد. برای دورهای پایین‌تر از rpm ۲۵۰۰ به ویژه دورهای ۱۵۰۰ و ۱۰۰۰ همان مشکل پژوهش‌های قبل

Table 2. \dot{Q}_{gen} Improvement rate and T_{gen} increase due to generator replacement

جدول ۲: میزان بهبود \dot{Q}_{gen} و افزایش T_{gen} بر اثر جایگزینی ژنراتور

دور موتور (rpm)			
۲۰۰۰	۱۵۰۰	۱۰۰۰	
۱۶/۳۲	۱۸/۲۶	۱۶/۱۷	بهبود \dot{Q}_{gen} (%)
۱۵/۳۶	۱۷/۲۳	۱۸/۶۱	بهبود \dot{Q}_{gen} (%)
۲۱/۹۸	۲۴/۰۵	۲۹/۱۴	بهبود \dot{Q}_{gen} (%)
۹/۵۷	۹/۱۸	۸/۶۸	بهبود \dot{Q}_{gen} (%)
۱۱/۷۳	۱۲/۵۷	۱۶/۶۴	افزایش T_{gen} (°C)
۱۹/۹۲	۲۵/۶۸	۳۱/۸۵	افزایش T_{gen} (°C)



شکل ۸: ظرفیت سرمایشی در دور موتورها و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز برای ژنراتور اولیه و جایگزین

Fig. 8. The cooling capacity in different engine speeds and throttle openings for original and modified generator

و ۲۰۰۰ نسبت به دورهای بالای موتور دارد. در جدول ۳ تاثیر جایگزینی ژنراتور بر روی دمای اواپراتور و ظرفیت سرمایشی برای دور موتوهای ۱۰۰۰ rpm، ۱۵۰۰ و ۲۰۰۰ نشان داده شده است.

با افزایش ظرفیت سرمایشی بر حسب دور موتور انتظار می‌رود که ضریب عملکرد نیز همین روند را دنبال کند ولی در شکل ۹ دیده می‌شود که ضریب عملکرد با افزایش دور موتور کاهش پیدا می‌کند. علت این امر این است که اگرچه ظرفیت سرمایشی افزایش پیدا کرده ولی نرخ افزایش میزان حرارت منتقل شده به ژنراتور بیشتر بوده و این امر موجب کاهش ضریب

Table 3. \dot{Q}_{eva} Improvement rate and T_{eva} decrease due to generator replacement

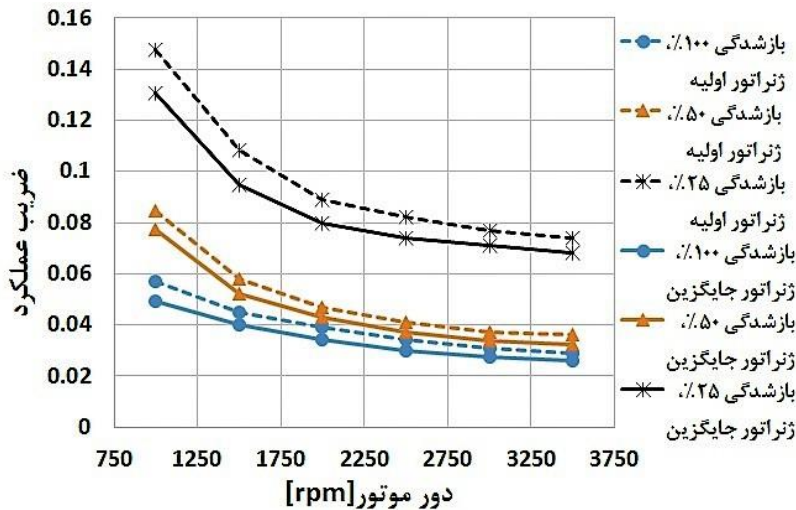
جدول ۳: میزان بهبود \dot{Q}_{eva} و کاهش T_{eva} بر اثر استفاده از ژنراتور جایگزین

دور موتور (rpm)			بهبود \dot{Q}_{eva} (%)	
۲۰۰۰	۱۵۰۰	۱۰۰۰		
۳/۹۵	۳/۴۸	۲/۸۵	۲۵٪ بازشدگی دریچه گاز	
۵/۵۴	۵/۵۶	۸/۱۶		۵۰٪ بازشدگی دریچه گاز
۶/۳۴	۱۰/۲۷	۱۳/۵۸		۱۰۰٪ بازشدگی دریچه گاز
کاهش T_{eva} (°C)			۲۵٪ بازشدگی دریچه گاز	
۱/۲۸	۱/۱۵	۱/۷۲		۲۵٪ بازشدگی دریچه گاز
۰/۹۲	۱/۶۷	۲/۰۲		۵۰٪ بازشدگی دریچه گاز
۱/۹۲	۲/۹۷	۴/۰۸	۱۰۰٪ بازشدگی دریچه گاز	

کمتر از ۲۵۰۰ rpm استفاده از ژنراتور جایگزین می‌تواند مشکلات را تا حد نسبتاً زیادی مرتفع کند. به عنوان نمونه، برای بازشدگی کامل دریچه گاز، در دور موتور ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ rpm دمای اواپراتور به ترتیب $4/0.8^{\circ}\text{C}$ و $2/9.7^{\circ}\text{C}$ کاهش می‌یابد.

ظرفیت سرمایش از دیگر پارامترهای مهم در تحلیل عملکرد سیکل است که در این پژوهش بر اساس ابعاد واقعی یخچال محاسبه گردیده و در شکل ۸ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل دیده می‌شود افزایش دور موتور و میزان بازشدگی دریچه گاز موجب افزایش ظرفیت سرمایشی سیکل می‌شود. با استفاده از ژنراتور اولیه بیشینه ظرفیت سرمایشی $22/7.8\text{ W}$ (دور موتور ۳۵۰۰ rpm، میزان بازشدگی ۱۰۰٪) و کمینه آن $14/0.8\text{ W}$ (دور موتور ۱۰۰۰ rpm، میزان بازشدگی ۲۵٪) می‌باشد که با جایگزینی ژنراتور این مقادیر به ترتیب $2/2.8\%$ و $2/1.8\%$ بهبود پیدا می‌کنند. جهت تصدیق نتایج می‌توان عنوان کرد که با استفاده از ژنراتور اولیه، ظرفیت سرمایشی در دور ۱۵۰۰ rpm برای حالات مختلف بازشدگی دریچه گاز بین $15/8.3\text{ W}$ تا $18/5.7\text{ W}$ می‌باشد که با نتایج حالت پایای پژوهش منزلا و همکارانش [۱۷] همخوانی خوبی دارد.

به طور کلی جایگزینی ژنراتور تاثیر مثبتی در میزان ظرفیت سرمایشی در تمامی دوره‌های موتور و میزان بازشدگی‌های مختلف دارد. همانند دمای میانگین در ژنراتور، در بررسی ظرفیت سرمایشی نیز استفاده از ژنراتور جایگزین تاثیر بهتری بر روی دوره‌های پایین موتور نظیر ۱۰۰۰ rpm، ۱۵۰۰



شکل ۹: ضریب عملکرد در دور موتورها و میزان بازشدگی‌های مختلف دریچه گاز برای ژنراتور اولیه و جایگزین

Fig. 9. The COP in different engine speeds and throttle openings for original and modified generator

وجود ندارد و دمای اواپراتور حدودا تا 7°C کاهش پیدا می‌کند ولی در دورهای موتور ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ rpm مشکل عدم انتقال حرارت کافی به ژنراتور وجود دارد. این مشکل باعث عدم دسترسی به دمای مناسب در اواپراتور می‌شود.

- کمینه دمای اواپراتور زمانی که دود خروجی آگزوز، حرارت لازم برای رسیدن دمای میانگین ژنراتور به 230°C - 240°C را تامین کند، حاصل می‌شود.

- استفاده از ژنراتور جایگزین به طور میانگین $16/8\%$ انتقال حرارت را بهبود بخشیده که بر اثر آن ظرفیت سرمایشی به طور میانگین $4/7\%$ افزایش پیدا می‌کند.

- با جایگزینی ژنراتور می‌توان به کمینه دمای $0/05^{\circ}\text{C}$ - الی $7/41^{\circ}\text{C}$ به ترتیب در دورهای موتور ۱۰۰۰ و ۳۵۰۰ rpm در اواپراتور دست پیدا کرد. به این ترتیب با توجه به نتایج شبیه‌سازی، جایگزینی ژنراتور مشکل دورهای موتور ۱۵۰۰ و ۱۰۰۰ rpm را تا حدود زیادی مرتفع می‌گرداند.

عملکرد می‌شود. جایگزینی ژنراتور نیز به همین دلیل موجب کاهش ضریب عملکرد می‌شود. لازم به ذکر است با توجه به این مطلب که انرژی پیشران سیکل به طور کامل از انرژی اتلافی آگزوز تامین می‌شود، ضریب عملکرد پایین سیکل توجیه پذیر است.

۶- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر نشان داده شد که می‌توان از حرارت اتلافی آگزوز به عنوان منبع انرژی حرارتی برای راه‌اندازی سیکل تبرید جذبی پخشی به عنوان یخچال خودرو بهره گرفت. عملکرد سیستم جذبی پخشی برای دوره‌های مختلف موتور در حالت بازشدگی ۱۰۰٪، ۵۰٪ و ۲۵٪ دریچه گاز بررسی شد. به علاوه، ژنراتور جایگزین برای بهبود انتقال حرارت، طراحی و مورد استفاده قرار گرفت.

نتایج این پژوهش عبارتند از:

- با استفاده از ژنراتور اولیه، در دورهای موتور بالاتر از ۲۰۰۰ rpm مشکلی

۷- فهرست علائم

علائم یونانی			
μ	ویسکوزیته دینامیکی، $[kg.m^{-1}.s^{-1}]$	A	سطح انتقال حرارت، $[m^2]$
ρ	چگالی، $[kg.m^{-3}]$	BO	عدد جوشش
زیر نویس		Co	عدد جابجایی
aux	کمکی	COP	ضریب عملکرد
cb	جوشش جابجایی	D	قطر هیدرولیکی، $[m]$
eva	اواپراتور	d_i	قطر داخلی، $[m]$
ex,v	بخار خروجی	F	ضریب تصحیح اختلاف دمای لگاریتمی
ex,l	مایع خروجی	Fr	عدد فرود
gen	ژنراتور	G	دبی جرمی بر واحد سطح، $[kg.m^{-2}.s^{-1}]$
i	داخل	g	شتاب گرانش، $[m.s^{-2}]$
in	ورودی	H	آنتالپی ویژه، $[kJ.kg^{-1}]$
nb	جوشش هسته‌ای	h	ضریب انتقال حرارت، $[W.m^{-2}.K^{-1}]$
NH_3	آمونیاک	h_l	ضریب انتقال حرارت برای حالت تماماً مایع، $[W.m^{-2}.K^{-1}]$
o	خارج	K	ضریب رسانش، $[W.m^{-1}.K^{-1}]$
rec	رکتیفایر	L	ضخامت دیوار، $[m]$
sys	سیستم	m	دبی جرمی، $[kg.s^{-1}]$
TP	دو فاز	Nu	عدد نوسلت
W	دیوار	Ns	عدد ناسن
		Pr	عدد پرنتل
		P	فشار مطلق، $[kPa]$
		\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت، $[W]$
		Re	عدد رینولدز
		T	دما، $[^{\circ}C]$
		U	ضریب انتقال حرارت کلی، $[W.m^{-2}.K^{-1}]$
		x	کیفیت
		z	ارتفاع، $[m]$
		ΔP	افت فشار، $[kPa]$
		ΔT_{lm}	اختلاف دمای لگاریتمی، $[K]$

منابع

- [1] L.Z. Zhang, Design and testing of an automobile wars heat adsorption cooling system, Appl. Therm. Eng. 20 (2000) 103-114.
- [2] H.L. Talom, A. Beyene, Heat recovery from automotive engine, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 439-444.
- [3] P. Srikhirin, S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana, A review of absorption refrigeration technologies, Renew. Sustain. Energy Rev. 5 (2001) 343-372.
- [4] M.I. Karamngil, S. Coskun, O. Kaynakli, N. Yamankaradeinz, A simulation study of performance

- powered adsorption air conditioning system, *Adsorption* 10 (2004) 57-68.
- [14] S. Jianzhou, R.Z. Wang, Y.Z. Lu, Y.X. Xu, J.Y. Wu, Experimental investigations on adsorption air-conditioner used in internal-combustion locomotive driver cabin, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 1153-1162.
- [15] I.S. Seddiek, M. Mosleh, A.A. Banawan, Thermo-economic approach for absorption air condition onboard high-speed crafts, *Int. J. Naval Archi. Ocean Eng.* 4 (4) (2012) 460-476.
- [16] G. Shu, Y. Liang, H. Wei, H. Tian, J. Zhao, L. Liu, a review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 19 (2013) 385-401.
- [17] A.A. Manzela, S.M. Hanriot, L. Cabezas-Gómez, J. Sodr , Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system, *Appl. Energy* 87 (2010) 1141-1148.
- [18] A.A. Manzela, S.M. Hanriot, C.B. Maia, J.R. Sodr , An experimental comparison between LPG and engine energy source for an absorption refrigeration system, *Int. J. Energy Res.* 35 (2011) 1-9.
- [19] A.T. Rego, S.M. Hanriot, A.F. Oliveira, P. Brito, T.F.U. Rego, Automotive exhaust gas flow control for an ammonia-water absorption refrigeration system, *Appl. Therm. Eng.* 64 (2014) 101-107.
- [20] K.S. AlQdah, S. Alsaqoor, A. Al-Jarrah, Design and fabrication of auto air conditioner generator utilizing exhaust waste energy from a diesel engine, *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering* 3 (2) (2011) 87-93.
- [21] MC Potgieter, The evaluation of a solar-driven aqua-ammonia diffusion absorption heating and cooling cycle, evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 14 (2010) 1969-1978.
- [5] J. Fu, J. Liu, R. Feng, Y. Yang, L. Wang, Y. Want, Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment, *Appl. Energy* 102 (2013) 622-630.
- [6] M. Suzuki, Application of adsorption cooling systems to automobiles, *Heat Recovery Syst. CHP* 13 (1993) 335-340.
- [7] G.A. Longo, A. Gasparella, C. Zilio, Analysis of an absorption machine driven by the heat recovery on an I.C reciprocating engine, *Int. J. Energy Res.* 29 (2005) 711-722.
- [8] J. Koehler, W.J. Tegethoff, D. Westphalen, M. Sonnekalb, Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases, *Heat Mass Transfer* 32 (1997) 333-340.
- [9] I Horuz, An alternative road transport refrigeration, *Tr. J. of Engineering and Environmental Science* 22 (1998) 211-222.
- [10] Shah Alam, A Proposed Model for Utilizing Exhaust Heat to run Automobile Air-conditioner, *The 2nd International conference on Sustainable Energy and Environment* (2006).
- [11] A. Ramanathan, P. Gunasekaran, Simulation of absorption refrigeration system for automobile application, *Therm. Sci.* 12 (3) (2008) 5-13.
- [12] K.S. AlQdah, Performance and evaluation of aqua ammonia auto air conditioner system using exhaust waste energy, *Energy Proc.* 6 (2011) 467-476.
- [13] Y.Z. Lu, S. Wang, S. Jianzhou, M. Zhang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, Performance of a diesel locomotive waste-heat-

- 88 (1) (1982) 185-196.
- [28] A.R. Rahimi, improvement air manifold at X-100 engine, K.N.Toosi university of technology (2013). (in Persian)
- [29] H.W Coleman, W. G. Steel, experimentation, validation, and uncertainty analysis for engineers, third edition, Wiley, New Jersey, 2009.
- [30] R. Farzadi, Fabrication and experimental analysis of cooling system of automobile by using absorption refrigeration cycle, K.N.Toosi university of technology (2014). (in Persian)
- [31] M. Taghipour, Improvement of performance of absorption refrigeration cycle by solar energy, K.N.Toosi university of technology (2013). (in Persian)
- North-West University Potchefstroom Campus (2013).
- [22] E. Sonntag, C. Borgnakke, J.Van Wylen, "Fundamentals of thermodynamics", sixth edition, 2002.
- [23] W. Cai, M. Sen, S. Paolucci, Dynamic simulation of an ammonia-water absorption refrigeration system, Department of Aerospace and Mechanical Engineering University of Notre Dame (2010).
- [24] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Fundamentals of heat and mass transfer, fourth edition, Wiley, USA, 1996.
- [25] J.D. Book, Thermophysical Properties of Fluids, Japan Society of Mechanical Engineers, Tokyo, 1983.
- [26] Saipa Group, Mega Motors, Research Center, Engine Lab, Classified X-100 engine data, 2013. (in Persian)
- [27] M.M. Shah, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equation and Further Study, ASHRAE Tr.