



مدل سازی و بهینه سازی یک سیستم پیل سوختی محرک خودرو با قدرت 50 کیلووات

حسن زاده^{1*}، هادی جعفری²

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند

2- دانش آموخته کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند

* بیرجند، صندوق پستی 97175/615، h.hassanzadeh@birjand.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 18 دی 1394
پذیرش: 22 بهمن 1394
ارائه در سایت: 11 اسفند 1394
کلید واژگان:
پیل سوختی غشاء پلیمری
خودرو
رطوبت زن غشایی
بهینه سازی

چکیده

در سال‌های اخیر، استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر با توجه به محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی، بازده کم موتورهای احتراق داخلی و آلاینده‌ی زیست محیطی آن‌ها، مورد توجه محققان و شرکت‌های خودروسازی قرار گرفته است. با استفاده از سیستم‌های پیل سوختی به جای موتورهای احتراق داخلی می‌توان تا حدی بر این مشکلات غلبه کرد. در این راستا، مقاله حاضر به بررسی یک سیستم پیل سوختی پلیمری برای استفاده در یک خودروی شهری پرداخته است. در بخش اول این مقاله، ضمن استفاده از مشخصات نمونه‌های واقعی در سیستم، اجزای سیستم شامل توده، رطوبت‌زن‌های هوا و هیدروژن، کمپرسور هوا، پمپ رطوبت‌زن‌ها و پمپ خنک‌کننده در محیط سیمولینک متلب مدل‌سازی شده است. این مدل می‌تواند توان مصرفی سیستم و اجزای جانبی آن و نیز میزان آب، هیدروژن و هوای مورد نیاز را محاسبه نماید. نتایج نشان که در حالت پایه و در چگالی جریان $0.7A/cm^2$ ، 14% قدرت تولیدی توده پیل سوختی توسط اجزای جانبی مصرف می‌شوند. در این چگالی جریان، بازده کلی سیستم 48.15% و بازده خالص سیستم 34.3% است. همچنین با افزایش ضریب استوکیومتری هوای ورودی، به دلیل افزایش توان مصرفی کمپرسور، ولتاژ خروجی افزایش قابل ملاحظه‌ای نمی‌یابد. در بخش دوم، سیستم از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک برای دو تابع هدف بیشترین توان خروجی و بیشترین بازده بهینه‌سازی شده است. نتایج نشان می‌دهد که اولاً روش جستجوی الگویی بهترین روش بهینه‌سازی شناخته شده است ثانیاً در بهینه‌سازی با هدف بیشترین توان، قدرت خالص و بازده سیستم به ترتیب به اندازه 4% و 11.9% افزایش و توان مصرفی اجزای جانبی به اندازه 42% کاهش می‌یابند.

Modeling and optimization of fuel cell vehicle driver system with power of 50kW

Hassan Hassanzadeh^{1*}, Hadi Jafari²

1, 2-Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran

* P.O.B. 97175/615, Birjand, Iran, Email: h.hassanzadeh@birjand.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 08 January 2016
Accepted 11 February 2016
Available Online 01 March 2016

Keywords:

Polymer electrolyte membrane fuel cell
Vehicle
Membrane Humidifier
Optimization

ABSTRACT

In recent years, using the renewable energy resources has attracted the attention of researchers and automobile companies, because of limited fossil fuel resources, low efficiency of internal combustion engines and their contribution to environmental pollution. By using the fuel cell systems instead of internal combustion engines overcome these problems can be partially overcome. In this regard, the present article examines a PEM fuel cell system for use in an urban vehicle. In the first part of this article, by using the real component of system, the fuel cell system components including stack, membrane humidity of air and hydrogen, air compressor, water pump and pump cooler stack have been modeled in MATLAB Simulink environment. The mentioned model can evaluate the power consumption of system and its auxiliary components and also the required water, hydrogen and air for system. At the base case and the current density of $0.7A/cm^2$, 14% of power productions of stack are consumed by auxiliaries units. At this current density, the overall and net system efficiencies are 48.15% and 34.3%. Also, by increasing the air stoichiometric coefficient due to increased compressor power consumption, there is not a significant increase in output voltage. In the second part of this article, the system from the point of view of the first law of thermodynamics has been optimized with objective functions of maximum output power and maximum efficiency. The results indicate that first, the model search method is the best method for optimization, second, the optimization with the aim of maximum power, pure power and system efficiency are increased by 11.9% and 4% respectively and the power consumption by auxiliary unit is reduced about 42%.

1- مقدمه

از 30% آن به کار مکانیکی تبدیل شده و باقی‌مانده تلف می‌شود. بازده این روش غیرمستقیم تبدیل انرژی، به دلیل ملاحظات ترمودینامیکی کم و به دلیل وقوع احتراق در درجه حرارت‌های بالا و تجزیه شیمیایی، گازهای سمی مانند NO_x ، SO_x ، CO و غیره تشکیل می‌شوند. با توجه به محدودیت منابع انرژی و مشکلات زیست‌محیطی ناشی از مصرف آنها، تلاش برای

تحقیقات نشان می‌دهد که امروزه موتورهای احتراق داخلی یکی از منابع عمده آلوده‌کننده محیط زیست (بخصوص در شهرهای بزرگ) محسوب می‌شوند و 18% از CO_2 موجود در جو زمین توسط این موتورها تولید می‌شوند [1]. در این موتورها، انرژی شیمیایی سوخت طی فرایند احتراق آزاد و کمتر

استفاده از روش‌های تبدیل انرژی کارآمدتر و استفاده از سوخت‌هایی با آلایندگی کمتر مطلوب است، سوخت‌هایی که امکان تهیه آنها از منابع انرژی تجدیدپذیر و غیر تجدیدپذیر ممکن باشد.

پیل‌های سوختی به عنوان مبدل‌های مستقیم انرژی (تبدیل مستقیم انرژی شیمیایی سوخت و اکسید کننده به انرژی الکتریکی) و هیدروژن به عنوان سوختی پاک که امکان تهیه آن از منابع انرژی تجدیدپذیر و غیر تجدیدپذیر وجود دارد، می‌تواند یک راه حل قابل اطمینان برای کاهش اتلاف انرژی و مشکلات زیست محیطی ناشی از مصرف مستقیم سوخت‌های فسیلی در آینده باشند. ویژگی‌هایی از قبیل بازده و چگالی توان بالا، آلایندگی کم، تنوع منابع سوختی، نداشتن سروصدا، هزینه تعمیرات و نگهداری کم و غیره باعث شده است که پیل‌های سوختی گزینه مناسبی جهت کاربردهای ثابت (نیروگاه‌ها) و متحرک (خودرو و وسایل قابل حمل) در آینده محسوب شوند. پیل‌های سوختی مختلفی وجود دارند که معمولاً بر اساس الکترولیت بکار رفته در آنها تقسیم‌بندی می‌شوند، در این میان، پیل‌های سوختی پلیمری علاوه بر ویژگی‌های ذکر شده، به علت دمای کاری کم و داشتن الکترولیت جامد، گزینه مناسبی جهت حمل و نقل و وسایل قابل حمل محسوب می‌شوند. در حال حاضر خودروهای پیل سوختی با موتورهای احتراق داخلی قابل رقابت نیستند و دو عامل قیمت بالا و طول عمر کم موانع اصلی بر سر راه تجاری شدن آنها محسوب می‌شوند. از این رو مدل‌سازی و بهینه‌سازی سیستم محرکه و دیگر اجزای سیستم خودرو پیل سوختی جهت کاهش قیمت و افزایش عمر آن امری لازم است.

در دهه اخیر مطالعات متعددی روی پتانسیل پیل‌های سوختی جهت استفاده در حمل و نقل صورت گرفته است. کاندن و همکاران [2] یک سیستم پیل سوختی پلیمری جهت استفاده در حمل و نقل ارائه کردند. در این سیستم تمام اجزا سیستم شامل توده، کمپرسور، بخش تغذیه هیدروژن و بخش خنک کاری از نقطه نظر انرژی مدل‌سازی شده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهند که بیشترین برگشت ناپذیری‌ها به ترتیب در توده پیل سوختی، اجکتور هیدروژن، کمپرسور هوا و رادیاتور خنک کننده توده واقع می‌شود. ویشارت و همکاران [3] یک مدل نیمه تجربی از سیستم پیل سوختی با توان 1200W ارائه کردند در این مدل چهار بخش توده پیل سوختی، بخش حرارتی، بخش تامین هوا و بخش تامین سوخت مدل‌سازی شده‌اند. این سیستم برای استفاده جهت استفاده در خودرو و نیروگاه‌ها مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت بهینه‌سازی شده است.

مور و همکاران [4] یک مدل دینامیکی از سیستم پیل سوختی ارائه کردند این مدل شامل توده پیل سوختی، سیستم تغذیه هوا، سیستم مدیریت آب و حرارت و سیستم تغذیه هیدروژن است. در این سیستم برای مدل‌سازی توده پیل سوختی از مدل اسپرینگر استفاده شده است. سیستم تغذیه هوا در فشار بالا از کمپرسور و در فشار پایین از دمنده استفاده می‌کند و گرما توسط یک فن با بازده 50% از سیستم خارج می‌شود. در این سیستم از هیدروژن فشرده استفاده می‌شود لذا توان اضافی جهت فشرده‌سازی هیدروژن مصرف نمی‌شود. کوربو و همکاران [5] تحقیقی تجربی برای بررسی رفتار دینامیکی سیستم پیل سوختی با قدرت 30kW جهت استفاده در خودرو انجام دادند. سیستم به دیس‌پیس نرم‌افزار متلب متصل شده و در یک سیکل 120s با چند افزایش و کاهش در سرعت خودرو مورد آزمایش قرار گرفته است. این سیستم رفتار دینامیکی خوبی داشته و با داشتن بیشینه بازده کل 30% قادر است سیکل سرعت داده شده را به خوبی دنبال کند.

برون و همکاران [6] مدلی دینامیکی از یک سیستم پیل سوختی ارائه کردند این سیستم شامل توده پیل سوختی، الکترولیزر، مخزن ذخیره از نوع هیدرید فلزی و یک سیستم خنک کننده است. این محققان به وسیله این مدل پارامترهایی مانند دمای پیل، دمای سیال خنک کننده، فشار کاری، میزان مصرف سوخت و هوا، مقدار سوخت باقیمانده در مخزن و بازده سیستم را در یک سیکل 180s بررسی کرده‌اند.

در ایران هم آقایان افشاری و جزایری [7] یک سامانه پیل سوختی برای استفاده در خودرو را مدل‌سازی و اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد آن را بررسی کرده‌اند. میرزایی و مسجدیان [8] یک سیستم توده پیل سوختی برای موتور سیکلت به همراه اجزای جانبی آن در دو حالت هیبرید و غیر هیبرید طراحی و بهینه‌سازی نمودند. پورعابدین و امی [9] نیز ضمن مدل‌سازی یک وسیله نقلیه هیبرید پیل سوختی، عوامل مؤثر بر عملکرد سیستم از جمله استراتژی کنترل، ارتفاع از سطح دریا و تاثیر شیب جاده را مورد بررسی قرار دادند.

در زمینه بهینه‌سازی سیستم پیل سوختی مقالات متعددی ارائه شده که به تعدادی از آنها اشاره می‌شود. انگ و همکارانش یک مدل بهینه‌سازی برای پیل‌های سوختی پلیمری ارائه کردند که برای بررسی توازن بین بازدهی و اندازه سیستم مناسب است. بهینه‌سازی در نرم‌افزار جمز¹ و با استفاده از یک روش وزنی انجام شده است. برای انجام بهینه‌سازی چند منظوره، سری پارتو برای توان‌های خروجی 1، 25، 50، 75 و 100 کیلووات به دست آمده است و منحنی پارتو بر اساس بازدهی بهینه و سطح بهینه مجموعه الکترود و غشاء نشان داده شده است. اندازه بقیه اجزا با سطح بهینه انتخاب شده تصحیح می‌گردد. شبیه‌سازی مدل برای حالت مبنا نشان می‌دهد که برای توان خروجی مشخص، سیستم‌های بزرگتر بازدهی بیشتری دارند [10].

با او و همکارانش اقدام به بهینه‌سازی یک مدل دائمی یک بعدی حالت پایدار سیستم پیل سوختی نمودند که از توده پیل سوختی و سیستم تامین هوا تشکیل شده است. بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام شده و پارامترهای بهینه‌سازی فشار خروجی کاندن و استوکومتری هوا انتخاب شده‌اند. بهینه‌سازی در سه حالت انجام شده است که حالت اول بدون قید و در دو حالت دیگر قیدهایی برای فشارهای ورودی و خروجی در نظر گرفته شده است [11].

ویشارت و همکارانش ضمن ارائه یک مدل نیمه تجربی از سیستم پیل سوختی پلیمری، اقدام به یافتن شرایط بهینه کاری برای سیستم برای کاربرد در حمل و نقل و نیروگاه نمودند. این محققان برای دو تابع هدف بیشینه قدرت میانگین سیستم و بیشینه بازده سیستم بهینه‌سازی را انجام دادند. سه الگوریتم بهینه‌سازی برای این سیستم به کار گرفته شده و از نظر تعداد تکرار، توابع مورد بررسی و زمان اجرا با یکدیگر مقایسه شده است. شرایط بدست آمده از هر سه الگوریتم بسیار به هم نزدیک است و روش SQP در این بین بهترین وضعیت را دارد. این روش نیاز به حدس اولیه دارد و تنها با انتخاب حدس اولیه نزدیک به نقطه بهینه، پاسخ قابل اعتمادی بدست می‌آید. در ادامه نشان داده خواهد شد که این حدس را می‌توان ابتدا از الگوریتم‌های دیگر بدست آورده و سپس جواب دقیق را با صرف زمان بسیار کمی از حل گر SQP بدست آورد [3].

در تحقیق حاضر یک سیستم پیل سوختی با قدرت 50kW جهت کاربرد در حمل و نقل در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب مدل شده است.

1- GAMS

2-1- توده پیل سوختی

برای تأمین قدرت مورد نیاز خودروی پیل سوختی، پیل‌های سوختی به صورت سری به یکدیگر متصل شده و یک توده را تشکیل می‌دهند. اندازه و تعداد پیل‌ها بر اساس بیشینه قدرت مورد نیاز خودرو انتخاب شده است. برای یک خودرو با قدرت خالص 50kW که 25% قدرت تولیدی آن توسط کمپرسور مصرف می‌شود [12]، توده‌ای با قدرت 66kW مورد نیاز است. لذا توده پیل سوختی، با در نظر گرفتن قدرت مورد نیاز برای دیگر اجزاء، باید قادر باشد قدرتی در حدود 70kW تولید نماید. در این تحقیق از مشخصات توده پیل سوختی MK902 بالارد استفاده شده است. این توده از 68 عدد تک پیل در چهار ردیف تشکیل و ماکزیمم قدرت خالص آن 68kW است. در شکل 2 توده پیل سوختی و در جدول 1 مشخصات آن آورده شده است.

به دلیل وجود افت‌های مختلف در پیل‌های سوختی، ولتاژ واقعی از ولتاژ (ایده‌ال) ترمودینامیکی آنها کمتر است. این تلفات شامل افت ولتاژ ناشی از فعال سازی واکنش‌ها، افت ولتاژ اهمی ناشی از عبور جریان الکترون و پروتون از اجزاء و نهایتاً افت ولتاژ ناشی از انتقال جرم است. با محاسبه هر کدام از این افت‌ها و کم کردن آنها از ولتاژ ترمودینامیکی پیل سوختی، ولتاژ واقعی آن محاسبه می‌شود.

در این مقاله، برای مدل‌سازی توده پیل سوختی، از مدل امفلت استفاده شده است. مدل امفلت مدلی هم‌دما بدون غرقاب‌شدگی و مسموم کننده منواکسید در سوخت و اکسید کننده ورودی است. در این مدل، برای محاسبه افت فعال سازی، از رابطه نیمه تجربی (1) استفاده شده است [14]:

$$\psi_{act} = \xi_1 + \xi_2 T_{st} + \xi_3 T_{st} \times \ln(CO_2^*) + \xi_4 T_{st} \times \ln(j) \quad (1)$$

در این رابطه j چگالی جریان، $T_{st}(K)$ درجه حرارت توده پیل سوختی و CO_2^* غلظت مولی اکسیژن حل شده در آب کاتالیست کاند است. ضرایب این رابطه، ξ_i ، وابسته به پارامترهایی از قبیل انرژی آزاد گیبس، ضریب انتقال کاتدی و غلظت‌های پروتون، هیدروژن، اکسیژن و آب است. در جدول 2 دو سری از ضرایب این معادله آورده شده است که برای واکنش‌های هیدروژن و اکسیژن در کاتالیست‌ها استفاده می‌شوند.

تفاوت‌های این مدل با مدل‌های قبلی عبارتند از:

- از مشخصات نمونه‌های واقعی مانند توده، کمپرسور، رطوبت‌زن‌ها و پمپ‌ها در مدل‌سازی سیستم استفاده شده است.
- رطوبت‌زن‌های هوا و هیدروژن بر اساس مشخصات کارخانه سازنده انتخاب و به منظور محاسبه رطوبت نسبی واکنشگرها، انتقال حرارت، افت فشار و قدرت پمپ مدل‌سازی شده‌اند.
- کمپرسور مناسب برای این سیستم بر اساس مشخصات ارائه شده توسط کارخانه سازنده انتخاب شده است.
- بخش حرارتی سیستم پیل سوختی با جزئیات بیشتری مورد بررسی قرار گرفته و پس از انتخاب پمپ آب خنک کننده، قدرت مصرفی آن بر اساس منحنی مشخصه مربوطه محاسبه شده است.
- تحلیل پارامتری انجام شده و سیستم از نگاه قانون اول ترمودینامیک برای دو هدف ماکزیمم قدرت خالص و ماکزیمم بازده کل بهینه‌سازی شده است.

2- معرفی سیستم

در شکل 1 شماتیک ساده یک سیستم پیل سوختی جهت استفاده در خودرو و اجزای اصلی آن نشان داده شده است. مطابق این شکل، این سیستم به چهار بخش اصلی توده پیل سوختی، سیستم تغذیه هوا (شامل کمپرسور، رطوبت‌زن و پمپ رطوبت‌زن)، سیستم تغذیه هیدروژن (شامل مخزن ذخیره هیدروژن، شیر تنظیم فشار و رطوبت‌زن) و فن (شامل مخزن ذخیره رادیاتور، فن دمنده، مخزن آب و پمپ) تقسیم شده است. در این سیستم هیدروژن فشرده پس از خروج از مخزن ذخیره وارد شیر تنظیم فشار شده و پس از گرمایش و رطوبت‌زنی وارد توده پیل سوختی می‌شود. همزمان با آن، هوای ورودی به سیستم پس از تراکم در کمپرسور و سپس سرمایش و رطوبت‌زنی در درجه حرارت و فشار کاری مورد نظر وارد توده پیل سوختی می‌شود. در این سیستم می‌توان از حرارت ناشی از تراکم هوا در کمپرسور جهت گرمایش هیدروژن ورودی به توده پیل سوختی استفاده کرد. سیستم خنک‌کاری به منظور دفع حرارت تولید شده توسط توده پیل سوختی و ثابت نگه‌داشتن دمای آن مورد استفاده قرار می‌گیرد. در ادامه ضمن معرفی اجزاء تشکیل دهنده این سیستم، نحوه مدل‌سازی آنها بیان می‌شود.

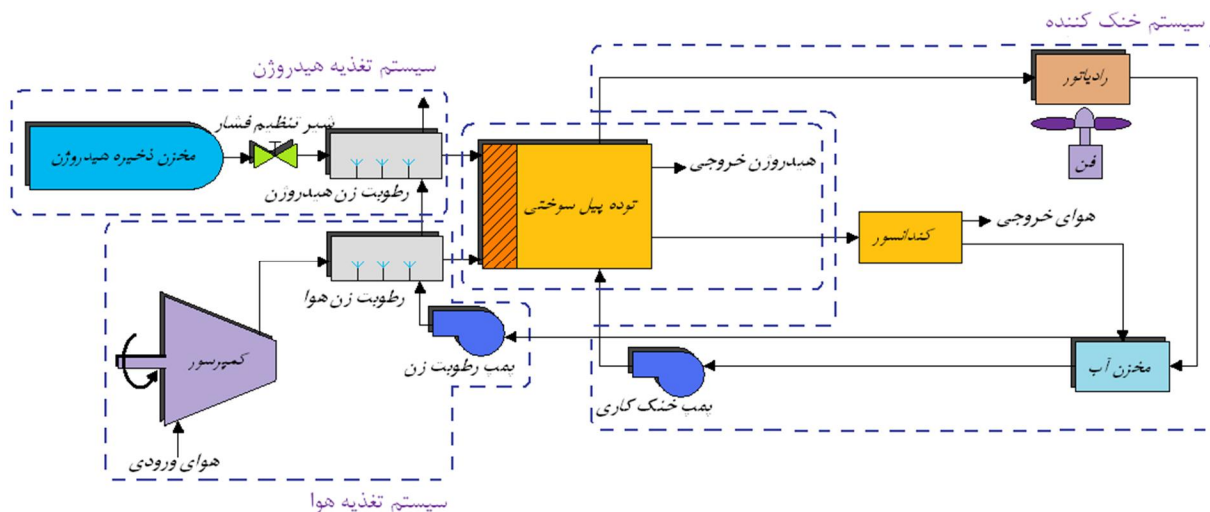


Fig. 1 Schematic of the fuel cell car system

شکل 1 شماتیک سیستم خودروی پیل سوختی

محتوای آب غشاء است که تابعی از رطوبت نسبی غشاء است و توسط روابط (5) محاسبه می شود [16]:

$$\lambda_{\text{mem}} = \begin{cases} 0.043 + 17.81a_{\text{mem}} - 39.85a_{\text{mem}}^2 + 36a_{\text{mem}}^3 & 0 \leq a_{\text{mem}} \leq 1 \\ 14 + 1.4(a_{\text{mem}} - 1) & 1 \leq a_{\text{mem}} \leq 3 \end{cases} \quad (5)$$

در این رابطه a_{mem} فعالیت آب در غشاء است که بصورت میانگین حسابی فعالیت آب در دو سمت غشاء در نظر گرفته می شود.

$$a_{\text{mem}} = \frac{a_{\text{ca}} + a_{\text{an}}}{2} \quad (6)$$

افت ولتاژ غلظتی، ناشی از کاهش غلظت واکنش گرها در کاتالیست ها در مقایسه با کانال ها است. افت ولتاژ غلظتی در چگالی جریان های بالا، افت ولتاژ غالب است و از رابطه (7) محاسبه می شود [3]:

$$\psi_{\text{conc}} = \frac{RT_{\text{st}}}{2F} \ln \left(1 - \frac{j}{j_L} \right) \quad (7)$$

در این رابطه j_L چگالی جریان حدی پیل سوختی است که متناظر با حالتی در پیل سوختی است که نرخ انتقال و مصرف واکنش گرها برابر بوده و غلظت در کاتالیست صفر می شود. رابطه (7) پایه تئوری دارد از این رو انطباق کاملی با نتایج تجربی ندارد از این رو معمولاً توسط ضریبی اصلاح می گردد. از رابطه دیگری هم برای محاسبه این افت ولتاژ استفاده می شود که بصورت (8) بیان می شود [17]:

$$\psi_{\text{conc}} = m * \exp(ni) \quad (8)$$

در این رابطه $m = 3 \times 10^{-5}$ و $n = 8 \times 10^{-3}$ است.

با کم کردن تلفات ولتاژ، از ولتاژ ترمودینامیکی پیل سوختی، ولتاژ خروجی آن با رابطه (9) محاسبه می شود:

$$V_{\text{cell}} = E_{\text{th}} - (\psi_{\text{act}} + \psi_{\text{oh}} + \psi_{\text{con}}) \quad (9)$$

با معلوم بودن ولتاژ و جریان خروجی هر پیل سوختی و معلوم بودن مشخصات توده پیل سوختی، می توان قدرت خروجی آن محاسبه کرد.

2-2- سیستم تغذیه هوا

سیستم تغذیه هوا شامل کمپرسور، رطوبت زن و پمپ رطوبت زن هستند که وظیفه تهیه هوای فشرده و مرطوب کردن آن را بر عهده دارند. در این سیستم هوا از محیط بیرون گرفته شده و بعد از فیلتر شدن، توسط کمپرسور فشار آن تا حد فشار مورد نیاز سیستم بالا می رود. سپس هوا فشرده رطوبت-زنی شده و وارد توده پیل سوختی می شود.

2-2-1- کمپرسور

جهت استفاده سیستم از مزایای کار در فشار بالا مانند کاهش حجم و وزن توده پیل سوختی، کاهش اندازه لوله ها و اتصالات، افزایش چگالی قدرت و نهایتاً افزایش کارایی توده پیل سوختی، از یک کمپرسور جهت تراکم کردن هوای ورودی به سیستم استفاده می شود. کمپرسور مورد استفاده در این سیستم، کمپرسور پیچشی اتوروتور مدل OA1050 از سایت اتوروتور [18] است که در فشارهای بالاتر از 1.6atm بهترین انتخاب از نظر بازده و انعطاف پذیری است. با توجه به تغییرات دما با فشار در یک فرایند تراکم ایزنتروپیک، $T_{\text{out}}/T_{\text{in}} = (Pr)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ ، توان مصرفی، دمای هوای فشرده خروجی کمپرسور، با احتساب بازده کمپرسور، از روابط (10) و (11) محاسبه می شوند [3]:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = C_{p,\text{air}} \dot{m}_{\text{air}} \frac{T_{\text{air,in}}}{\eta_{\text{comp}}} \left((Pr)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (10)$$



Fig. 2 Fuel cell stack MK902 Ballard website [13]

شکل 2 توده پیل سوختی MK902 وبگاه بالارد [13]

جدول 1 مشخصات توده پیل سوختی MK902 وبگاه بالارد [13]

Table 1 Specification of MK902 fuel cell stack Ballard website [13]

طول (cm)	تعداد ردیف های پیل	75
عرض (cm)	قدرت تولیدی (kW)	34
ارتفاع (cm)	جرم (kg)	24
تعداد پیل ها	حجم (lit)	68

جدول 2 ضرایب افت ولتاژ فعال سازی

Table 2 The coefficient of activation voltage loss

ξ_i	Amphlett [14]	Fowler [15]
ξ_1	-0.9514	-0.948
ξ_2	3.12×10^{-3}	*
ξ_3	7.40×10^{-5}	6.80×10^{-5}
ξ_4	-1.87×10^{-4}	-1.97×10^{-4}

$$* \xi_2 = 0.00286 + 1.97 \times 10^{-4} \ln A_{\text{act}} + 4.3 \times 10^{-5} \ln C_{\text{H}_2}^*$$

افت اهمی، ناشی از عبور الکترون ها از الکترودها و صفحات دوقطبی و همچنین عبور پروتون ها از غشاء پلیمری می باشد که مقدار افت اهمی بر اساس قانون اهم بصورت رابطه (2) محاسبه می شود:

$$\psi_{\text{oh}} = I(R_{\text{ele}} + R_{\text{ion}}) \quad (2)$$

در این رابطه $I(A)$ جریان الکتریکی، R_{ele} مقاومت الکترودها و R_{ion} مقاومت یونی غشا هستند.

در پیل سوختی پلیمری می توان از مقاومت الکترودها و صفحات دوقطبی در مقابل عبور الکترون ها، در مقایسه با مقاومت الکترولیت در مقابل عبور پروتون ها صرف نظر کرد. با این فرض، مقاومت اهمی فقط شامل مقاومت ناشی از عبور پروتون ها از الکترولیت است که بصورت رابطه (3) محاسبه می شود [3]:

$$R_{\text{ionic}} = \frac{R_m \cdot t_m}{A_{\text{act}}} \quad (3)$$

$$R_m = \frac{181.6 \left(1 + 0.03j + 0.062 \left(\frac{T_{\text{st}}}{303} \right)^2 j^{2.5} \right) t_m}{(\lambda_{\text{mem}} - 0.634 - 3j) \exp \left(3.25 \left(\frac{T_{\text{st}} - 303}{T_{\text{st}}} \right) \right)} \quad (4)$$

که در این رابطه R_m (ohm.cm) مقاومت مخصوص غشاء، t_m (cm) ضخامت غشاء و A_{act} (cm²) سطح فعال پیل سوختی است. همچنین λ_{mem}

جدول 3 مشخصات رطوبت زن‌های غشایی هیدروژن و هوا Perma Pure
Table 3 Specification of membrane humidifier Perma Pure for H₂ and Air

مشخصات رطوبت زن	هیدروژن، مدل FC300-1660-7Lp	هوا، مدل FC600-7000
قطر خارجی لوله (mm)	1.02	0.76
قطر داخلی لوله (mm)	0.97	0.71
طول لوله‌ها (mm)	177.8	177.8
قطر داخلی پوسته (mm)	280.88	154
تعداد لوله‌ها	240	7000

تغییرات رطوبت نسبی هوا در طول لوله‌ها از رابطه (12) محاسبه می‌شود:

$$Rh_{air} = 1 - (1 - Rh_{air,in}) \exp\left(-\frac{2k_w RTz}{v r_i}\right) \quad (12)$$

که در این رابطه T دمای بخار آب، z فاصله از ابتدای لوله‌ها و k_w پارامتری تجربی است که به نوع غشاء و ضخامت آن وابسته است. در جدول 4 مقدار این پارامتر برای انواع غشاها آورده شده است [21].

با استفاده از رابطه (12)، می‌توان طول مورد نیاز رطوبت‌زن را محاسبه کرد، طولی که بتوان در خروجی رطوبت‌زن به رطوبت نسبی بالای 80% رسید. با داشتن رطوبت نسبی هوای خروجی، می‌توان مقدار آب مورد نیاز جهت رطوبت‌زنی را از رابطه (13) محاسبه کرد.

$$\dot{m}_{H_2O} = Rh_{air} \times 0.622 P_{H_2O,sat} \times \frac{\dot{m}_{air,dry}}{P_{air,dry}} \quad (13)$$

برای محاسبه توان مصرفی پمپ رطوبت‌زن‌ها، لازم است افت فشار در آنها محاسبه شود. همان‌طور که اشاره شد، جریان آب عبوری از رطوبت‌زن‌ها مانند جریان عبوری از پوسته مبدل حرارتی پوسته و لوله فرض شده است، لذا برای محاسبه افت فشار آب در سمت پوسته، پوسته رطوبت‌زن به سه قسمت تقسیم می‌شود:

- نازل‌های ورودی و خروجی.
- نواحی ابتدایی و انتهایی پوسته که 15% طول رطوبت‌زن را تشکیل می‌دهد و آب در این نواحی بصورت عمود بر لوله‌ها جریان دارد.
- ناحیه میانی که در آن آب تقریباً هم‌جهت با راستای لوله‌ها جریان دارد [20].

افت فشار در این سه ناحیه توسط روابط ارائه شده در جدول 5 محاسبه می‌شوند. در رابطه مورد استفاده در نواحی ورودی و خروجی رطوبت‌زن، f_b ضرایب تصحیح مربوط به فاصله بافل‌ها و نشست سیال از آنها است که

جدول 4 مقدار k_w برای غشا‌های مختلف

Table 4 The value of k_w for different kind membranes

Nafion	ضخامت غشاء (μm)	k_w
111	25	20×10^{-5}
112	50	8.9×10^{-5}
1135	87	6.7×10^{-5}
115	125	5.3×10^{-5}
117	175	2.3×10^{-5}

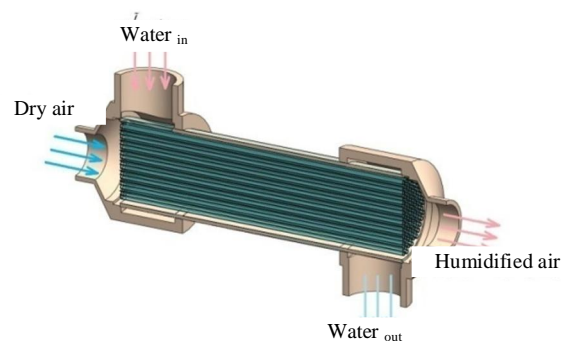
$$T_{out} = T_{air,in} \left(1 + \frac{1}{\eta_{comp}} \left((Pr)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad (11)$$

که در این روابط $T_{air,in}$ دمای هوای ورودی به کمپرسور، Pr نسبت تراکم و γ نسبت گرماهای ویژه است که برابر با 1.4 است. η_{comp} بازده کمپرسور است که مقدار آن با معلوم بودن دبی هوای ورودی به کمپرسور و نسبت تراکم، از منحنی بازده کمپرسور [18] بدست می‌آید. هوا قبل از ورود به کمپرسور از فیلترهایی عبور می‌کند تا ذرات اضافی همراه آن گرفته شود. در این مقاله افت فشار در فیلترها مدلسازی نشده است ولی با استفاده از داده‌های موجود در مقالات، افت فشار آن 1 atm در نظر گرفته شده است [3].

2-2-2- رطوبت زن

در پیل سوختی پلیمری، مقاومت غشاء در مقابل عبور پروتون‌ها وابسته به مقدار آب موجود در آن است از این رو غشاء بایستی همواره هیدراته باشد. برای هیدراته بودن کامل غشاء و کاهش مقاومت در برابر عبور پروتون‌ها، لازم است که سوخت و اکسید کننده قبل از ورود به توده پیل سوختی رطوبت‌زنی شوند. در میان رطوبت‌زن‌های مختلف، رطوبت‌زن‌های غشایی به دلیل عدم وجود عضو متحرک، نداشتن سر و صدا و قدرت مصرفی ناچیز، برای این سیستم مناسب‌تر است. رطوبت زن غشایی مورد استفاده در این سیستم از نوع پوسته و لوله است که شماتیک آن در شکل 3 نشان داده شده است. رطوبت-زن فوق از نوع آب-گاز است یعنی آب در سمت پوسته و هوا در سمت لوله جریان دارد. در این صورت بدلیل وجود گرادیان غلظت آب بین دو سمت غشاء، مولکول‌های آب با عبور از غشای نفیونی به جریان هوا وارد می‌شوند. در جدول 3 مشخصات رطوبت‌زن‌های غشایی هیدروژن و هوا شرکت پرموپور [19] (بر اساس ایمیل دریافت شده) آورده شده است.

با توجه به این که مقدار آب مبادله شده بین پوسته و لوله در رطوبت‌زن در مقایسه با مقدار هوای عبوری از آن ناچیز است (کمتر از 9% جرم هوای خشک ورودی) لذا جریان آب و هوای عبوری در این نوع رطوبت‌زن مشابه جریان سیال عبوری از یک مبدل حرارتی پوسته - لوله در نظر گرفته شده است. بر این اساس، برای محاسبه مقدار حرارت مبادله شده بین دو جریان، دماهای خروجی و افت فشار از روش‌های مورد استفاده در این مبدل‌ها استفاده شده است. به دلیل معلوم بودن دماهای ورودی آب و هوا در این مبدل، از روش ϵ -NTU برای محاسبه مقدار حرارت مبادله شده استفاده می‌شود [20].



شکل 3 شماتیک رطوبت زن پوسته لوله غشایی هوا

Fig. 3 Schematic a shell and tube air membrane humidifier

جدول 5 روابط افت فشار در پوسته رطوبت زن

Table 5 Pressure drop relations in the shell of humidifier

ناحیه	افت فشار
نازل های ورودی و خروجی	$\Delta p_1 = \rho_w u_n^2$
نواحی ورودی و خروجی	$\Delta p_2 = \rho_w f u_{sc}^2 N_c f_b f_s \left(\frac{\mu_{sw}}{\mu_s}\right)^{0.14}$
قسمت میانی	$\Delta p_3 = f L \rho_w \frac{u_w^2}{D_h}$

به دلیل عدم استفاده از آن‌ها در رطوبت‌زن، برابر واحد در نظر گرفته شده است. μ_{sw} لزجت سیال سمت پوسته در دمای دیواره و μ_s لزجت سیال سمت پوسته است. f و u_{sc} ضریب اصطکاک و سرعت آب در نواحی ورودی هستند که به ترتیب توسط روابط (14) و (16) محاسبه می‌شوند [22]:

$$u_{sc} = \frac{\dot{m}_{h2o}}{\rho_l A_{sc}} \quad (14)$$

$$A_{sc} = 0.15L(D_s - D_0 + (D_0 - d) \times \frac{(p - d)}{p_t}) \quad (15)$$

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln(Re_s)) + c_f \quad (16)$$

در رابطه (16) c_f ضریبی تصحیحی است که وابسته به چیدمان لوله‌ها در پوسته و رینولدز جریان است. با جمع کردن افت فشارها در پوسته، افت فشار در دو رطوبت‌زن (هوا و هیدروژن) و در نتیجه قدرت مصرفی پمپ محاسبه می‌شود [3].

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_{h2o} \Delta p_{drop}}{\rho_w \eta_{pump} \eta_{motor}} \quad (17)$$

در این رابطه بازده پمپ 60% و بازده موتور الکتریکی آن 80% در نظر گرفته شده است.

2-3- سیستم خنک کننده توده

واضح است که پیل‌های سوختی مانند سایر مبدل‌های انرژی دارای بازده 100% نیستند و با تکنولوژی حاضر (و در چگالی جریان‌های متوسط) بازده 50% در حدود دارند. بنابراین حدود نیمی از انرژی شیمیایی سوخت به گرما تبدیل شده و لازم است برای جلوگیری از افزایش دمای بیش از حد غشاء، از پیل خارج شود. مقدار گرمای تولیدی یک توده پیل سوختی، با تک پیل‌هایی با ولتاژ خروجی V ، از رابطه (18) محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q} = n_{cell} I (1.48 - V) \quad (18)$$

در این رابطه 1.48 ولتاژی مجازی است که در صورت تبدیل تمام انرژی شیمیایی سوخت و اکسید کننده به الکتریسیته و خروج آب تولیدی بصورت مایع بدست می‌آید.

بخشی از گرمای تولیدی در توده پیل سوختی از طریق جریان‌های خروجی از کانال‌ها، بخشی از طریق جابجایی و تشعشع از بدنه و نهایتاً بقیه از طریق سیستم خنک کننده از سیستم خارج می‌شوند. با برآورد میزان گرمای انتقال یافته از طریق جریان‌های خروجی از کانال‌ها، جابجایی و تشعشع و کم کردن آن از حرارت تولیدی ظرفیت سیستم خنک کننده محاسبه می‌شود. تقریباً 80% از کل حرارت تولیدی توسط سیستم خنک کننده خارج می‌شود [3] بر این اساس دبی آب مصرفی محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_{cool,h2o} = \frac{\dot{Q}_{net}}{c_{p,h2o} (T_{stack} - T_{cool,h2o,in})} \quad (19)$$

قدرت مورد نیاز برای پمپ آب خنک کننده مشابه پمپ رطوبت‌زن محاسبه

می‌شود. با داشتن افت فشار و دبی آب خنک کننده، پمپ مورد نظر را می‌توان از کاتالوک پمپ انتخاب نمود. بر اساس گرمای تولید شده در بیشترین قدرت توده یعنی 68kW و بازده 50% برای توده پیل سوختی، دبی آب مورد نیاز 0.35 lit/s است که با در نظر گرفتن افت فشار 100kPa برای مایع خنک کننده، پمپ CR2-20 شرکت گرندفازر [23] مناسب است.

2-4- سیستم تغذیه هیدروژن

در بین سوخت‌های مختلف، هیدروژن بهترین عملکرد و بالاترین بازده در پیل سوختی دارد. البته استفاده از هیدروکربن‌های سبک مانند متان در پیل‌های سوختی امکان‌پذیر است، منتها در این صورت لازم است بخشی اضافی برای اصلاح سوخت¹ و تولید سوخت غنی از هیدروژن به سیستم خودرو اضافه شود. وجود این بخش اضافی، سیستم تغذیه سوخت را پیچیده کرده و وزن آن را بالا می‌برد علاوه بر این، حضور غیر قابل اجتناب منواکسید کربن در سوخت اصلاح شده منجر به کاهش عملکرد کاتالیست آند شده و کارایی توده پیل سوختی به شدت کاهش می‌یابد. لذا در این سیستم از هیدروژن خالص و فشرده در سیستم تغذیه استفاده شده است. سیستم تغذیه هیدروژن، شامل منبع هیدروژن فشرده، شیر تنظیم فشار و رطوبت‌زن است. فشار هیدروژن فشرده در مخازن خودرو می‌تواند در محدود 240-500atm متغیر باشد [24]. هیدروژن فشرده شده بعد از خروج از مخزن وارد شیر تنظیم فشار شده و پس از تنظیم فشار، گرمایش و رطوبت‌زنی وارد توده پیل سوختی می‌شود. در این پژوهش فرض شده است که فشار مخزن ذخیره هیدروژن فشرده ثابت است، لذا فرایند تغذیه، فرایندی دائمی است. رطوبت‌زن سیستم تغذیه هیدروژن مشابه بخش تغذیه هوا است ولی به دلیل کوچکتر بودن دبی هیدروژن نسبت به هوا، از نظر ابعادی کوچکتر است. مشخصات رطوبت‌زن هیدروژن در جدول 3 آورده شده است.

3- نتایج مدل‌سازی

مدل‌سازی سیستم خودروی پیل سوختی در محیط سیمولینک متلب انجام شده است. در شکل 4 به منظور اعتبارسنجی سیستم، سیستم با توان 1200W مدل‌سازی و با مدل ویشارت [3] مقایسه شده است. نتایج بطور متوسط با نتایج این ویشارت دارای 3.8% اختلاف است. شرایط اعتبارسنجی سیستم در جدول 6 آورده شده است.

همچنین در شکل 5 میزان آب مصرفی رطوبت‌زن در مدل حاضر با نتایج کانگ [23] برای دو نمونه رطوبت‌زن مقایسه شده است که نتایج دارای روند تغییرات مناسبی بوده ولی دارای اختلاف متوسط 6.7% است.

جدول 6 شرایط کاری سیستم خودرو مورد بررسی

Table 6 Working conditions of the system examined

پارامتر	مقدار
دمای توده پیل (K)	355
دمای محیط (K)	298
فشار آند (atm)	3
فشار کاتد (atm)	3
استوکیومتری هیدروژن	1.1
استوکیومتری هوا	2.5

1- Reforming

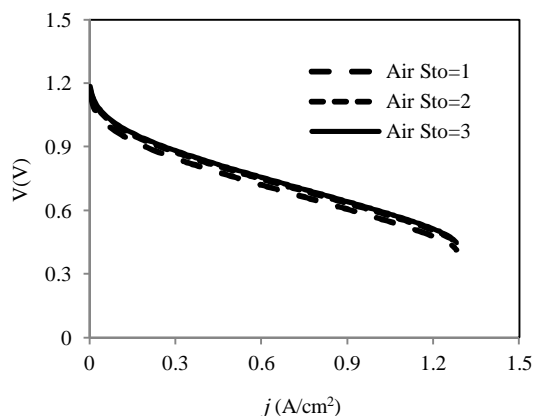


Fig. 6 The effect of air stoichiometric ratio on the output fuel cell voltage

شکل 6 تأثیر ضریب استوکیومتریکی هوا روی ولتاژ خروجی پیل سوختی

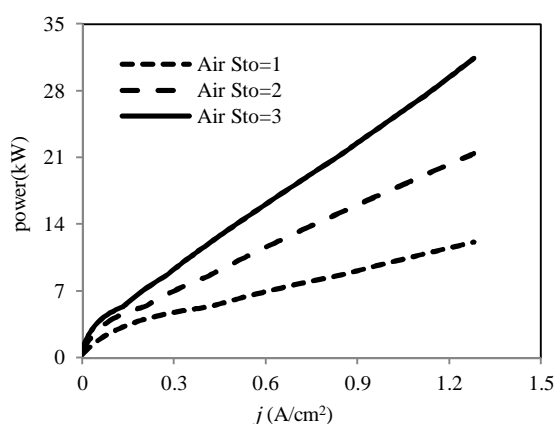


Fig. 7 The effect of air stoichiometric ratio on the power consumption of compressor

شکل 7 اثر ضریب استوکیومتری هوا روی توان مصرفی کمپرسور

شکل 8 اثر رطوبت نسبی هوای ورودی به پیل سوختی را روی ولتاژ خروجی آن نشان می‌دهد. در چگالی جریان‌های کم، ولتاژ خروجی پیل سوختی تقریباً مستقل از رطوبت نسبی هوای ورودی است ولی با افزایش چگالی جریان این وابستگی مشاهده می‌شود. در یک چگالی جریان ثابت، با کاهش رطوبت نسبی هوا ورودی غلظت آب درغشاء سمت کاتد کاهش می‌یابد با کاهش غلظت آب در آنجا، نفوذ معکوس کاهش یافته و مقاومت غشاء در برابر عبور پروتون افزایش می‌یابد لذا ولتاژ خروجی به شدت کاهش می‌یابد. کاهش قابل توجه ولتاژ خروجی با کاهش رطوبت نسبی هوا، بر لزوم رطوبت‌زنی هوا در سیستم پیل سوختی تأکید می‌کند.

شکل 9 منحنی تغییرات رطوبت نسبی گازهای خروجی از رطوبت‌زن بر حسب چگالی جریان را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در چگالی جریان‌های کم، گاز خروجی با رطوبت نسبی 100% از رطوبت‌زن خارج می‌شود ولی به تدریج با افزایش چگالی جریان دبی گازهای واکنش‌گر در کانال‌ها افزایش یافته و امکان رطوبت‌زنی کامل وجود ندارد. لذا چنانچه چگالی جریان بیشتر از 0.3 باشد، لازم است طول رطوبت‌زن به گونه‌ای انتخاب شود تا هوا (و سوخت) در ماکزیمم چگالی جریان حداقل با رطوبت نسبی حدود 80% از رطوبت‌زن خارج شوند.

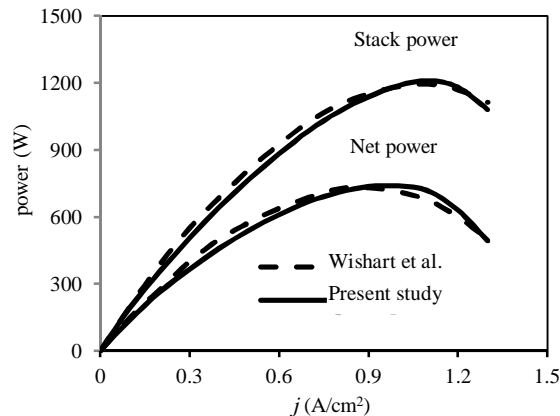


Fig. 4 Comparison the power curve of fuel cell stack and the pure power system with Wishart results [3]

شکل 4 مقایسه منحنی توان توده پیل سوختی و قدرت خالص سیستم با نتایج ویشارت [3]

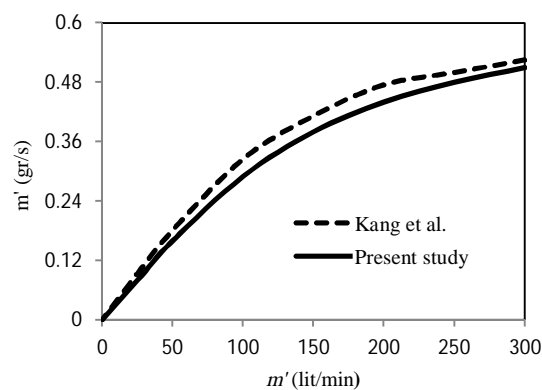


Fig. 5 Comparison the water consumption rate of shell and tube membrane humidifier of Perma Pure 150-480-7PP with Kang model [25]

شکل 5 مقایسه آب مصرفی رطوبت زن غشایی پوسته لوله -Perma Pure 150-480-7PP با مدل کانگ [25]

در این قسمت تأثیر ضریب استوکیومتریکی هوا روی عملکرد پیل سوختی و کار کمپرسور مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین تأثیر رطوبت نسبی هوای ورودی روی عملکرد پیل سوختی و تأثیر چگالی جریان روی رطوبت خروجی از رطوبت زن بررسی می‌شود. نهایتاً توان مصرفی هریک از مصرف کننده‌های جانبی بر حسب چگالی جریان بررسی می‌شود. نمودارهایی که بررسی می‌شوند در شرایط کاری (پایه) ارائه داده شده در جدول 6 و با تغییر متغیر مربوط به هر شکل بدست آمده است.

در شکل 6 اثر ضریب استوکیومتری هوا بر منحنی عملکرد پیل سوختی نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش ضریب استوکیومتری، غلظت اکسیژن در کانال کاتد و به تبع آن غلظت اکسیژن در کاتالیست کاتد افزایش می‌یابد لذا ولتاژ خروجی اندکی افزایش یافته است. افزایش کم ولتاژ خروجی به این دلیل است که بخشی از توان تولیدی صرف افزایش دبی هوا در کمپرسور می‌شود. شکل 7 نشان می‌دهد که با افزایش ضریب استوکیومتری، قدرت مصرفی کمپرسور به شدت افزایش می‌یابد. لذا مقدار مطلوب برای ضریب استوکیومتری هوا در سیستم پیل سوختی مقدار بهینه آن است.

شکل 11 منحنی بازده کل سیستم را بر حسب چگالی جریان نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود، ماکزیمم بازده کل سیستم در چگالی جریان های کم واقع می شود. زیرا با افزایش چگالی جریان، مقدار هوای مورد نیاز سیستم افزایش یافته به تبع آن توان مصرفی لازم برای فشرده سازی هوا افزایش می یابد. ولی کار در چگالی جریان $0.16A/cm^2$ موجب افزایش اندازه سیستم و در نتیجه افزایش قیمت توده پیل سوختی می شود. این افزایش اندازه برای نیروگاهها و سیستم های CHP اهمیت چندانی ندارد ولی برای یک سیستم خودرو مساله مهمی است. لذا خودروی پیل سوختی باید در چگالی جریان های متوسط و در محدوده 50% ماکزیمم قدرت توده پیل سوختی کار کند.

در شکل 12 قدرت خروجی توده پیل سوختی 68kW و قدرت خالص سیستم در شرایط کاری در شرایط پایه نشان داده شده است. مشاهده می شود که در چگالی جریان های کم (کمتر از $0.1A/cm^2$) قدرت خالص خروجی سیستم کم است لذا قدرت برای غلبه بر اینرسی خودرو کافی نیست. این امر ضرورت استفاده از یک باتری کمکی در زمان شروع به کار خودرو را ایجاد می کند. 75% ماکزیمم قدرت توده پیل سوختی در چگالی جریان $0.7A/cm^2$ است که نزدیک به نقطه ماکزیمم قدرت خالص سیستم است و در چگالی جریان $1A/cm^2$ واقع می شود. لذا کار در این محدوده، علاوه بر نزدیکی به نقطه ماکزیمم قدرت خالص سیستم، از مزیت بازده بالا استفاده می کند.

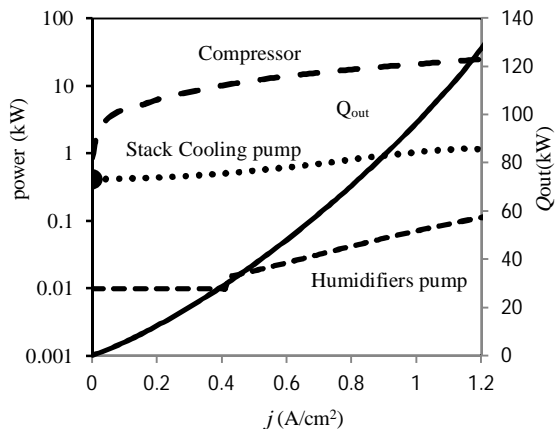


Fig. 10 Stack heat production rate and consumer power fuel cell system

شکل 10 نرخ حرارت تولیدی توده و قدرت مصرفی اجزای سیستم پیل سوختی

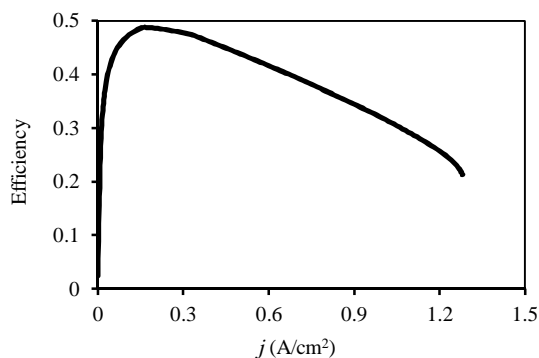


Fig. 11 The total efficiency of the fuel cell system

شکل 11 بازده کل سیستم پیل سوختی

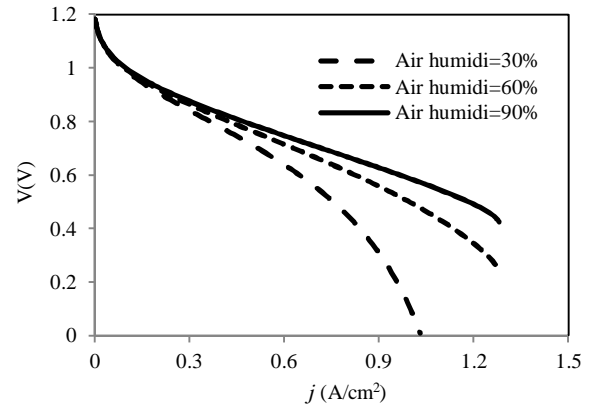


Fig. 8 The effect of inlet air relative humidity on the output fuel cell voltage

شکل 8 اثر رطوبت نسبی هوای ورودی بر روی ولتاژ خروجی پیل سوختی

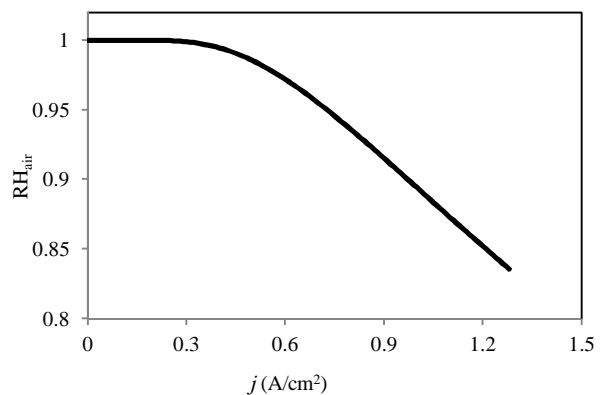


Fig. 9 The relative humidity of air at the outlet of humidifier

شکل 9 رطوبت نسبی هوای خروجی از رطوبت زن

در شکل 10 منحنی های توان مصرفی پمپ خنک کننده، پمپ رطوبت زن، کمپرسور و نرخ گرمای تولیدی توده پیل سوختی بر حسب چگالی جریان ترسیم شده است. همان طور که مشاهده می شود کمپرسور دارای بیشترین توان مصرفی است، لذا استفاده از کمپرسوری با بازده بالا و نسبت تراکم مناسب همچنین استفاده از ضریب استوکیومتریک بهینه در پیل سوختی برای هوای مصرفی می تواند به بطور قابل ملاحظه ای قدرت خالص و بازده سیستم را افزایش دهد. لازم به ذکر است که سیستم تغذیه هوا پس از توده پیل سوختی، گرانترین بخش سیستم پیل سوختی محسوب می شود لذا استفاده از کمپرسوری با بازده بالا موجب افزایش قابل توجه قیمت سیستم می شود. بهینه سازی چند منظوره که در آن می تواند هر دو پارامتر قیمت و قدرت سیستم مورد توجه قرار گیرد می تواند نقش مهمی در انتخاب کمپرسور داشته باشد. به دلیل دبی آب کمی که برای رطوبت زنی واکنش گرها نیاز است پمپ رطوبت زن قدرت مصرفی بسیار کمی دارد. خط افقی قسمت ابتدایی منحنی توان مصرفی پمپ رطوبت زن به این دلیل است که حداقل قدرت برای این پمپ برابر 10W در نظر گرفته شده است.

بخش قابل توجهی از انرژی سوخت به صورت گرما از پیل خارج می شود و این بدین معنی است که بزرگترین منبع بازگشتناپذیری در سیستم پیل سوختی، توده پیل سوختی است. به دو طریق یعنی با یافتن شرایط کاری بهینه برای سیستم پیل سوختی و استفاده از یک سیستم هیبرید برای خودرو، می توان این اتلافات را کاهش داد.

سه الگوریتم اول هستند. در تحقیق حاضر پارامترهای بهینه‌سازی دما، استوکیومتری هوا و فشارکاری (آند و کاتد) انتخاب شده‌اند. ابتدا اثر استوکیومتری هیدروژن بررسی شده و مقدار بهینه آن بسیار نزدیک به یک بدست آمد، لذا با اختصاص مقدار 1.1 به آن، استوکیومتری هیدروژن از گروه متغیرهای بهینه‌سازی حذف شده است. محدود تغییرات این متغیرها در فرایند بهینه‌سازی، در جدول 7 آورده شده است.

1-4- قدرت خالص خروجی سیستم

هدف از بهینه‌سازی در این بخش رسیدن به بیشترین قدرت خالص خروجی سیستم است. به دلیل اختلاف مرتبه دما با دو متغیر دیگر، ابتدا دما بر عدد 100 تقسیم شده، سپس جزء متغیرها در فرایند بهینه‌سازی قرار می‌گیرد. نتایج حاصل از چهار روش ذکر شده بسیار به یکدیگر نزدیک هستند. در جدول 8 شرایط بهینه، زمان اجرا و تعداد تکرارهای هر یک از این روش‌ها نشان داده شده است.

به دلیل طبیعت متفاوت الگوریتم‌های مختلف، مقایسه دقیق آن‌ها با یکدیگر مشکل است اما با نگاهی به تعداد تکرارها و زمان اجرا، مشاهده می‌شود که SQP با سرعت بالایی به سمت جواب مسأله میل می‌کند. اما جواب بدست آمده از این روش به مقدار زیادی به حدس اولیه وابسته است و این حدس باید در نزدیکی جواب مسأله قرار گیرد در غیر این صورت ممکن است برنامه، مینیمم‌های محلی را به عنوان پاسخ ارائه کند. حل بدست آمده از الگوریتم ژنتیک با کمی خطا همراه است و این خطا با استفاده از ترکیب الگوریتم ژنتیک با یکی از الگوریتم‌های SQP و یا جستجوی الگویی به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. الگوریتم تبرید تدریجی بدون استفاده از تابع هیبرید از دقت خوبی برخوردار است، اما استفاده از تابع هیبرید علاوه بر افزایش دقت جواب، با کاهش تعداد تکرارها و زمان اجرا همراه است. در الگوریتم جستجوی الگویی به دلیل محدود بودن فضای جستجو، در تمام

جدول 7 محدوده تغییرات متغیرهای بهینه‌سازی

Table 7 The Range of optimization variables

متغیر بهینه‌سازی	محدوده تغییرات
T (K)	$333 < T < 353$
P (atm)	$1.5 < P < 5$
λ_{air}	$1.2 < \lambda < 5$

Table 8 Optimal solution for fuel cell vehicle with the aim of maximizing the net power of system

الگوریتم بهینه‌سازی	قدرت خالص (kW)	شرایط بهینه T, air, P_{ca}	تعداد تکرار	زمان اجرا (s)
SQP(fminimax)	48.60	[344, 1.5, 2.97]	16	60
ژنتیک، بدون تابع هیبرید	46.19	[341, 1.5, 2.64]	50	1125
ژنتیک و یک تابع هیبرید	46.18	[342, 1.5, 2.62]	50	1130
تبرید تدریجی، بدون تابع هیبرید	46.18	[342, 1.5, 2.62]	705	300
تبرید تدریجی و یک تابع هیبرید	46.20	[342, 1.5, 2.62]	550	280
جستجوی الگویی (جستجوی تصادفی)	46.20	[342, 1.5, 2.62]	52	108
جستجوی الگویی (جستجو تمام نقاط اطراف)	46.20	[342, 1.5, 2.62]	52	120

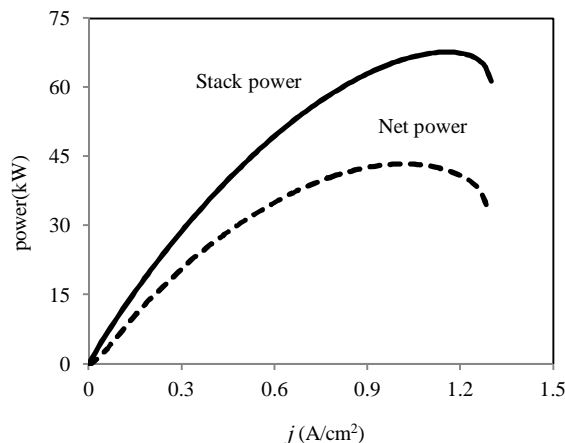


Fig. 12 Power production of stack and net power of system

شکل 12 قدرت تولیدی توده و قدرت خالص سیستم

4- بهینه‌سازی سیستم

استفاده از روش‌های بهینه‌سازی در مهندسی منجر به یافتن شرایط طراحی بهینه شده و باعث کاهش هزینه و زمان طراحی و نهایتاً تجاری‌سازی سریعتر می‌شود. برای بهینه‌سازی سیستم ابتدا لازم است تابع هدف یا توابع هدفی انتخاب کرد سپس با انتخاب یک روش بهینه‌سازی مناسب سیستم را بهینه کرد. انتخاب تابع هدف بستگی به نوع سیستم دارد و برای این نوع سیستم می‌تواند حداکثر قدرت خالص خروجی، حداقل قیمت تمام شده، حداکثر بازده، حداقل جریان توده پیل سوختی، حداقل وزن و غیره باشد. تابع هدف انتخاب شده در مواردی تابعی چند منظوره است که می‌تواند شامل قدرت و قیمت و یا بازده و قیمت و غیره باشد. برای سیستم مورد نظر، از دو تابع هدف تک منظوره استفاده شده است که هدف آن‌ها حداکثر شدن قدرت خالص خروجی و بازده کل سیستم است.

برای بهینه‌سازی الگوریتم‌های مختلفی وجود دارد که در این مقاله از الگوریتم‌های ژنتیک، جستجوی الگویی، شبیه‌سازی تبرید تدریجی، و دو حل گر SQP برای بهینه‌سازی سیستم استفاده شده است.

سه الگوریتم اول توانایی یافتن کمینه مطلق را دارند ولی در دو الگوریتم آخر، با انتخاب یک حدس اولیه قادرند کمینه محلی را برای مسأله مورد نظر پیدا کنند. دو الگوریتم آخر دارای سرعت بالاتر و تعداد تکرار کمتر نسبت به

جدول 8 حل بهینه برای سیستم خودروی پیل سوختی با هدف بیشینه قدرت خالص

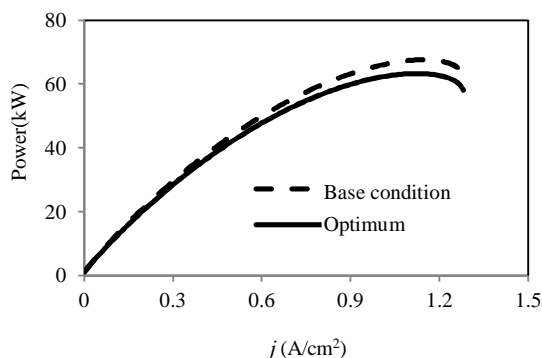


Fig. 15 Stack power of fuel cell for both base and optimized conditions

شکل 15 قدرت توده پیل سوختی در حالت پایه و بهینه

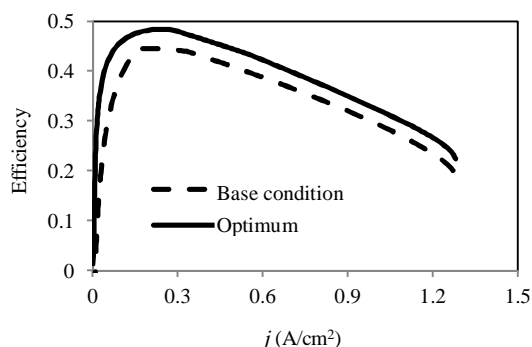


Fig. 16 Fuel cell system efficiency for both base and optimized conditions

شکل 16 بازده سیستم پیل سوختی برای دو حالت پایه و بهینه

4-2- بازده کل سیستم

هدف از بهینه‌سازی در این بخش رسیدن به بیشترین بازده میانگین سیستم است. نتایج حاصل از چهار الگوریتم استفاده شده بسیار به یکدیگر نزدیک هستند. در این قسمت الگوریتم ژنتیک پس از 30 نسل متوقف شده و دقت تابع هدف برای الگوریتم‌های دیگر 10^{-4} در نظر گرفته شده است. در این حالت نیز الگوریتم SQP و الگوریتم جستجوی گویبی، دارای دقت قابل قبول و تعداد تکرار بسیار کمی هستند، اما نیازمند یک حدس اولیه می‌باشند. در جدول 9 شرایط بهینه، زمان اجرا و تعداد تکرارهای هر یک از این روش‌ها ارائه شده است.

در شکل 17 منحنی تغییرات قدرت خالص خروجی سیستم با حالت پایه نشان داده شده است. قدرت خالص خروجی در این حالت با فرض بیشترین بازده، کمتر از قدرت خروجی خالص با فرض بیشترین قدرت است، لذا سیستم در نقطه بیشترین بازده کار نمی‌کند. در این حالت نقطه بیشینه قدرت نیز کمی جابجا شده و به نقطه 1.06 A/cm^2 منتقل شده است.

شکل 18 تغییرات بازده سیستم پیل سوختی در دو حالت بهینه و پایه نشان داده شده است. در حالت پایه بیشترین بازده در چگالی جریان 0.2 A/cm^2 برابر 44.6% می‌باشد و بیشینه بازده سیستم در حالت بهینه در چگالی جریان 0.15 A/cm^2 و برابر 49.1% می‌باشد که 4.5% افزایش داشته است.

5- جمع‌بندی

خودرو پیل سوختی به واسطه بازده بالا، آلودگی و صدای کم، توانایی کار با هیدروژن و سوخت‌های مختلف می‌تواند برای حمل و نقل در آینده امید

متغیرها، پاسخ حاصل از جستجوی تصادفی نقاط با پاسخ حاصل از بررسی تمام نقاط اطراف نقطه مرکزی در دقت مورد نظر تفاوتی ندارد. در این جا این روش به دلیل دقت بالا، تعداد تکرارهای کم، زمان کوتاه اجرا و وابستگی کم به حدس اولیه (زیرا حدس اولیه برای هر سه الگوریتم یکسان بوده است) بهترین روش شناخته شده است.

برای نشان دادن نتایج بهینه‌سازی، رفتار سیستم در حالت بهینه با حالت پایه مقایسه شده است. شرایط پایه در جدول 6 داده شده است. در شکل 13 قدرت خالص خروجی سیستم پیل سوختی را در شرایط بهینه نسبت به حالت پایه نشان می‌دهد. قدرت نقطه بیشینه به میزان 11.9% افزایش پیدا کرده و به 48602W رسیده است. این افزایش قدرت به واسطه کاهش قدرت مصرفی اجزای مختلف در سیستم است.

در شکل 14 منحنی قدرت مصرفی کمپرسور در دو حالت بهینه و حالت پایه نشان داده شده است. در یک چگالی جریان دلخواه 0.8 A/cm^2 قدرت کمپرسور برای حالت پایه برابر 17528W و در شرایط بهینه برابر 10246W است. این امر کاهش 42% قدرت مورد نیاز اجزای سیستم را نشان می‌دهد که دلیل آن کاهش ضریب استوکیومتریک هوا و فشارکاری است.

در شکل 15 منحنی قدرت توده پیل سوختی در حالت پایه و بهینه بر حسب چگالی جریان نشان داده شده است. قدرت خروجی توده پیل سوختی به دلیل کاهش دما و فشار کاری سیستم نسبت به حالت بهینه کاهش یافته است. در شکل 16 منحنی تغییرات بازده سیستم پیل سوختی در دو حالت پایه و بهینه نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در حالت بهینه بازده سیستم افزایش خوبی یافته است.

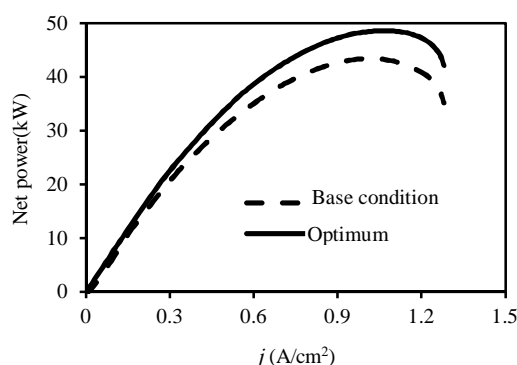


Fig. 13 Net power system for both base and optimized conditions

شکل 13 قدرت خالص سیستم برای دو حالت پایه و بهینه

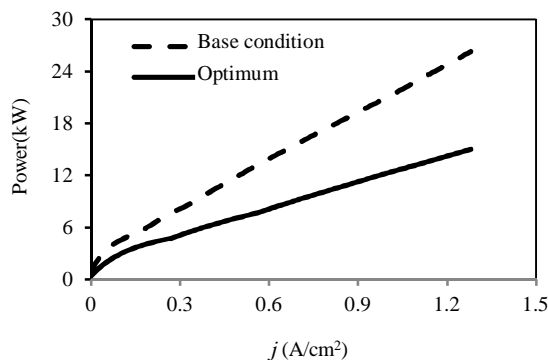


Fig. 14 Compressor power consumption for both base and optimized conditions

شکل 14 قدرت مصرفی کمپرسور برای دو حالت پایه و بهینه

جدول 9 حل بهینه برای سیستم خودروی پیل سوختی با هدف بیشینه بازده سیستم

Table 9 Optimal solution for fuel cell vehicle with the aim of maximizing efficiency of system

الگوریتم بهینه‌سازی	بیشینه بازده %	شرایط بهینه T, air_{st}, P_{ca}	تعداد تکرار	زمان اجرا (s)
SQP(fminimax)	49.44	[333, 1.5, 1.99]	8	23
ژنتیک، بدون تابع هیبرید	49.38	[333, 1.5, 1.98]	30	421
ژنتیک و یک تابع هیبرید	49.42	[333, 1.5, 1.99]	30	422
تبرید تدریجی، بدون تابع هیبرید	-	-	-	-
تبرید تدریجی و یک تابع هیبرید	-	-	-	-
جستجوی الگویی (جستجوی تصادفی)	49.40	[333, 1.5, 2.0]	14	19
جستجوی الگویی (جستجو تمام نقاط اطراف)	49.42	[333, 1.5, 1.99]	14	26

موجب افت شدید ولتاژ خروجی توده پیل سوختی می‌شود و این امر بر ضرورت استفاده از رطوبت‌زن در سیستم پیل سوختی تاکید می‌کند.

در بین مصرف‌کننده‌های مختلف، کمپرسور بیشترین و پمپ رطوبت‌زن کمترین توان را در سیستم مصرف می‌کنند. برای مثال در حالت پایه و در چگالی جریان $0.7A/cm^2$ ، 13.8% قدرت تولیدی توده توسط کمپرسور و کمتر از 1% قدرت تولیدی توسط پمپ خنک‌کننده و پمپ رطوبت‌زن مصرف می‌شوند. در این چگالی جریان، بازده کلی سیستم 48.15% و بازده خالص سیستم 34.3% است. با افزایش ضریب استوکیومتری هوای ورودی λ از 1 به 3، غلظت اکسیژن در طول کانال کاتد افزایش قابل ملاحظه‌ای دارد و انتظار می‌رود که توان خروجی افزایش قابل ملاحظه‌ای پیدا کند ولی در چگالی جریان $0.7A/cm^2$ ، توان خروجی فقط به اندازه 5% افزایش می‌یابد چرا که در این محدوده λ ، توان مصرفی کمپرسور 137% افزایش می‌یابد. با کاهش رطوبت نسبی کاتد از 90% به 30%، ولتاژ خروجی در چگالی جریان $1A/cm^2$ از 0.591V به 0.124V کاهش می‌یابد که این بر لزوم استفاده از رطوبت‌زنی هوای کاتد تاکید می‌کند.

در محدوده چگالی جریان‌های عملی بخش عمده آب از کانال کاتد خارج می‌شود، لذا به نظر می‌رسد که رطوبت نسبی کانال کاتد ناپیستی اهمیت چندانی داشته باشد

در بخش دوم این مقاله، با استفاده از الگوریتم‌های مختلف بهینه‌سازی، شرایط بهینه شامل دما، فشار (آند و کاتد) و ضریب استوکیومتری هوا از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک برای دو هدف ماکزیمم قدرت خالص و ماکزیمم بازده سیستم بدست آورده شده و با یکدیگر مقایسه شده‌اند. در بین این روش‌ها، روش جستجوی الگویی به دلیل زمان اجرا و وابستگی کم به حدس اولیه، بهترین روش شناخته شده است. نتایج نشان می‌دهند که به دلیل انتخاب بهینه دما، ضریب استوکیومتری و فشار سیستم قدرت خالص خروجی، بازده کلی و توان مصرفی اجزای جانبی نسبت به حالت پایه تغییرات قابل توجهی دارند. بطوری که در بهینه‌سازی با هدف بیشترین توان، قدرت خالص و بازده سیستم به ترتیب به اندازه 11.9% و 4% افزایش و توان مصرفی اجزای جانبی به اندازه 42% کاهش می‌یابند و در بهینه‌سازی با هدف بیشترین بازده، قدرت خالص و بازده سیستم به ترتیب به اندازه 10.7% و 4.5% افزایش و توان مصرفی اجزای جانبی به اندازه 54% کاهش می‌یابند.

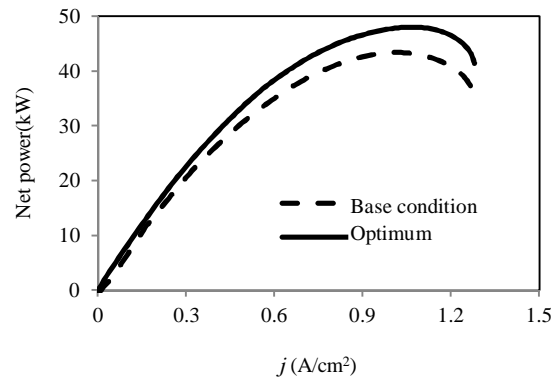


Fig. 17 Net powers system for both base and optimized conditions

شکل 17 قدرت خالص سیستم پیل سوختی برای حالت پایه و بهینه

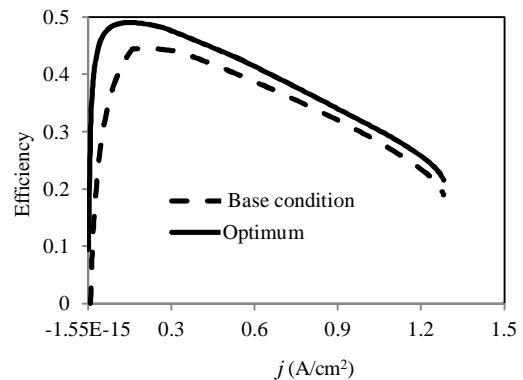


Fig. 18 Fuel cell systems efficiency for both base and optimized conditions

شکل 18 بازده سیستم پیل سوختی برای دو حالت پایه و بهینه

بخش باشد. در مقاله حاضر یک سیستم پیل سوختی با توان 50kW برای کاربرد در حمل و نقل در محیط سیمولینک نرم‌افزار متلب مدل‌سازی شده است. در بخش اول ضمن مدل‌سازی یک سیستم با توان خروجی 1200W و بررسی صحت عملکرد آن، این مدل برای یک سیستم با توان خروجی 50kW ارتقا داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش پارامترهای کاری دما، فشار، ضریب استوکیومتری و رطوبت نسبی موجب افزایش ولتاژ توده پیل سوختی می‌شود. رطوبت نسبی کم واکنش‌گرها ورودی به کانال کاتد

6- مراجع

- Design*, CRC Press, 2005.
- [13] D. Musil, *Fuel Cells Current status and prospects for the future*, March 30, 2006, <http://www.greenfleet.com.au/Portals/>, Ballard Power Systems.
- [14] J. Amphlett, R. Baumert, R. Mann, B. Peppley, P. Roberge, T. Harris, Performance modeling of the Ballard-Mark-Iv solid polymer electrolyte fuel-cell. 1. Mechanistic model development, *Journal Electrochemical Society* Vol. 142, No. 1, pp. 1–8, 1995.
- [15] M. W. Flower, R. F. Mann, J. C. Amphlett, A. B. Peppely and P. R. Roberge, Incorporation of voltage degradation into a generalized steady state electrochemical model for a PEM fuel cell, *Journal of Power Sources* Vol. 106, No. 1-2, pp. 274-283, 2002.
- [16] T. E. Springer, T. A. Zawodzinski, S. Gottestend, Polymer electrolyte fuel cell model, *Journal of electrochemical society* Vol. 138, No8, 1991.
- [17] J. Larminie, A. Dicks, *Fuel Cell Systems Explained* Second Edition, John Wiley & Sons, 2003.
- [18] Compressor_OA1050_for_fuel_cell_applications.html, <http://www.weiku.com/products/3943170/>.
- [19] The fuel cell humidifier for portable and stationary, martial handling and automotive, <http://www.permapure.com/products/gas-humidification/fc-series-humidifiers>.
- [20] S. Sehnayeg, Heat exchangers selection, determining ratings, performance and design name, *Science and Technology University Iran*, 1381. (in Persian فارسی)
- [21] S. Park, In-Hwan Oh, An analytical model of Nafion™ membrane humidifier for proton exchange membrane fuel cells, *Journal of Power Sources*, Vol. 188, No. 2, pp.498–501, 2009.
- [22] U.C. Kapale and S.Chand, Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 49, No. 3-4, pp. 601–610, 2006.
- [23] Grundfosliterature-937. pdf, www.lenntech.com.
- [24] R. O'Hayre, S. W. Cha, W. Colella, F. B. Prinz, *Fuel Cell Fundamentals*, John Wiley & Sons, 2009.
- [25] S.Kang S. Kang, K. Min, S. Yu, Two dimensional dynamic modeling of a shell-and-tube water-to-gas membrane humidifier for proton exchange membrane fuel cell, *International Journal of Hydrogen Energy* Vol. 35, No. 4, pp. 1727–1741, 2010.
- [1] B. Gou, W. Na, B. Diong, *Fuel Cells: modeling, Control and Applications*, CRC Press, 2010.
- [2] R. Condwn, M. Nahon, M. A. Rosen, Exergy analysis of a fuel cell power system for transportation application. *Exergy an International Journal*, Vol. 1, No. 2, pp. 112-121, 2001.
- [3] J. Wishart, Z. Dong, M. Secanell, Optimization of a PEM fuel cell system based on empirical data and a generalized electrochemical semi-empirical model, *Journal of Power Sources* Vol. 161, No. 2, pp. 1041–1055, 2006.
- [4] R.M. Moore, K.H. Hauer, D. Friedman, J. Cunningham, P. Badrinarayanan, S. Ramaswamy, A. Ggert, A dynamic simulation tool for hydrogen fuel cell vehicles, *Journal of Power Sources*, Vol. 141, No. 2, pp. 272–285, 2005.
- [5] P. Corbo, F. Migliardini, O. Veneri, Dynamic behaviour of hydrogen fuel cells for automotive application, *Renewable Energy* Vol.34, No. 8, pp. 1955–1961, 2009.
- [6] T.M. Brown J. Brouwer, G. S. Samuelsen, F. H. Holcomb, J. King, Dynamic first principles model of a complete reversible fuel cell system, *Journal of Power Sources* Vol. 182, No. 1, pp. 240–253, 2008.
- [7] E. Afsahri, A. Jazayri, Performance analysis, polymer membrane fuel cell systems in vehicles, *Journal of Engine Research*, Vol. 16, No. 5, pp. 3 -15, 1388. (in Persian, فارسی)
- [8] M. Mirzaei, M. A. Msjdyan, Design and simulation of a hybrid fuel cell motorcycle and compare it to the system Non-Hybrid, *the first national conference on hydrogen and fuel cells*, Tehran 1387. (in Persian, فارسی)
- [9] G. Pvrabdyn, F. Amy, The performance of a fuel cell hybrid vehicle and environmental conditions, *The first National conference on hydrogen and fuel cells*, Tehran, 1387. (in Persian, فارسی)
- [10] S. Ang, D. Brett, E. Fraga, A multi-objective optimization model for a general polymer electrolyte membrane fuel cell system, *Journal of Power Sources*, Vol. 195, No. 9, pp. 2754–2763, 2010.
- [11] C. Bao, M. Ouyang, B. Yi, Modeling and optimization of the air system in polymer exchange membrane fuel cell systems, *Journal of Power Sources* Vol. 156, No. 2, pp. 232–243, 2006.
- [12] M. Ehsani, Y. Gao, S. E. Gay, A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and*