

بررسی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای هوایی تحت تأثیر پرخوران و

خنک‌کن میانی

امیر گودرزی^۱، محمدمهدی دوستدار^۲ و محسن قنبرنیا سوته^۳

دانشگاه جامع امام حسین^(ع)

(تاریخ دریافت: ۹۴/۷/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۹۴/۱۰/۲۲)

چکیده

امروزه شبیه‌سازی رایانه‌ای جهت تخمین عملکرد، کاهش هزینه‌های سرمایه‌ای و کاهش زمان آزمایش‌های تجربی به‌عنوان یک ابزار قوی مورد توجه قرار می‌گیرد. در این تحقیق، به‌منظور بررسی و مدل‌سازی عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای، از نرم‌افزار جی‌تی-پاور استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی عملکرد موتور نشان می‌دهد که توان موتور با افزایش ارتفاع تا ۲,۷۰۰ متر نسبت به سطح دریا به‌طور متوسط در دوره‌های مختلف ۲۵ درصد افت می‌کند. برای رفع این نقیصه تجهیز موتور به پرخوران مورد توجه قرار گرفته و براساس معیار واماندگی در تنجار پرخوران مناسب انتخاب شده است. همچنین در این تحقیق، سازوکار دریچه فرار برای جلوگیری از وقوع پدیده ضربه در اثر پرخورانی مدل‌سازی شده است. برای اعتباردهی از نتایج تجربی استخراج شده در آزمایشگاه موتور تخصصی نویسندگان استفاده شده است. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که پرخوران و خنک‌کن میانی به‌ترتیب سبب افزایش ۷۵ و ۱۶ درصدی توان ترمزی می‌شوند. همچنین، پرخوران سبب کاهش مصرف مخصوص سوخت و افزایش بازده حجمی می‌شود. از طرفی نتایج تحقیق نشان می‌دهد که آلاینده ناکس با به‌کارگیری خنک‌کن میانی به میزان ۱۵ درصد کاهش می‌یابد. از نتایج دیگر این تحقیق می‌توان به کارکرد چرخه‌ای امن‌تر تنجار در صورت وجود خنک‌کن میانی اشاره کرد.

واژه‌های کلیدی: موتور احتراق داخلی، نرم افزار جی تی پاور، پرخوران، خنک‌کن میانی، آزمایش تجربی

Performance Evaluation of an Aerial Spark Ignition Engine Equipped by Turbocharger and Intercooler

A. Goudarzi, M.M. Doustdar, and M. Ghanbarnia Sooteh

Imam Hossein University

(Received: 2/October/2015; Accepted: 12/January/2016)

ABSTRACT

Nowadays, CAD/CAM simulation is considered as a strong tool to estimate performance of various systems and to reduce costs and testing time. In this study, we used GT-Power Software to model the performance of an SI engine. The results indicate that the engine power drops significantly as altitude increases. To compensate power loss, the engine is equipped with a turbocharger system. The proper turbocharger was selected with regard to the surge and choke limits of its compressor, as well as its compatibility with the engine (at mass flow rate point of view). To avoid engine knock, we used a special wastegate mechanism. Also, to reduce the temperature of the flow after compressor, we defined a proper type of intercooler system. We used the experimental results derived in our engine lab. The results show that by using turbocharger and intercooler, the engine brake power improves. In addition, the specific fuel consumption decreases and the volumetric efficiency increases. Also, NO_x emission reduction and safer cyclic performance of compressor are the effects of intercooling.

Keywords: Internal Combustion Engine, GT-Power, Turbocharger, Intercooler, Experiment

۱- کارشناسی ارشد: kpagoudarzi@ihu.ac.ir

۲- دانشیار (نویسنده پاسخگو): mdostdar@ihu.ac.ir

۳- کارشناسی ارشد: mohsen.ghanbarnia@yahoo.com

۱- مقدمه

استفاده از پرخوران یکی از روش‌های دستیابی به موتور با ابعاد کوچک‌تر به همراه حفظ قدرت تولیدی و بازده آن می‌باشد. اساس این روش راندن یک تنجار^۱ به کمک یک گردا^۲ و افزایش فشار و چگالی هوای ورودی موتور و در نتیجه افزایش مقدار دبی جرمی هوای ورودی می‌باشد. این امر زمینه‌ساز افزایش مقدار سوخت ورودی به موتور می‌شود که نتیجه آن دستیابی به قدرت بیش‌تر در موتور است [۱-۳].

مطالعات فراوانی روی تأثیر پرخوران‌ها بر عملکرد موتورهای احتراق داخلی انجام گرفته‌اند و تمامی این مطالعات مؤید افزایش توان خروجی موتور در اثر پرخورانی شدن می‌باشند. منوط به این که انتخاب پرخوران به منظور تطابق با موتور به‌طور صحیحی انجام بگیرد [۱-۳]. کراکیانیتیس^۳ و سادوی^۴ [۴] در مقاله‌ای به روش انتخاب پرخوران مناسب برای موتور موردنظر پرداختند. آنها دریافتند که براساس روابط نظری موجود برای تنظیم دبی عبوری از پرخوران با دبی موتور و نسبت فشار تولیدی پرخوران با توان موتور می‌توان به یک سری از پرخوران‌ها که قابلیت تطابق با موتور را دارند نزدیک‌شد و انتخاب نهایی تنها از طریق انجام آزمایش‌های تجربی روی موتور مقدور می‌باشد. در این مقاله به دو دسته آزمایش حالت پایا برای انتخاب نهایی اشاره شده است.

پیشرفت‌های صورت گرفته در زمینه ساخت اجزای سامانه^۵ پرخورانی منجر به ایجاد سلسله مطالعاتی روی تأثیر این تغییرات بر کارکرد این سامانه‌ها شده است. کسگین^۶ [۵] به بررسی تأثیر سامانه پرخورانی بر عملکرد موتور گاز طبیعی سوز براساس مدل صفربعدی محفظه احتراق و مدل یک‌بعدی سامانه‌های ورودی و خروجی موتور پرداخته است. از نتایج این تحقیق مشخص می‌شود که بازده پرخوران تأثیر زیادی بر بازده موتور دارد. همچنین، هرچه فشار پشت گردا و افت فشار قبل تنجار کم‌تر باشد بازده موتور بیش‌تر خواهد بود. وی نشان داد که اگر ورودی گردا و خروجی تنجار به مرکز راه‌گاه‌های مربوطه متصل باشند، بازده موتور نسبت به حالت ورودی و خروجی از یک سو، بیشتر است اما این روش به دلیل هزینه‌های زیاد ساخت و نگهداری معمول نمی‌باشد.

نمونه‌هایی از فن‌آوری پیشرفته پرخورانی، گردهای دو ورودی و گردا با تیغه‌های متغیر می‌باشد. وستین^۷ [۶] نشان داد که استفاده از گردا با هندسه متغیر^۸ رفتار پرخوران را تا ۶۰٪ بهبود می‌بخشد درحالی‌که استفاده از گردا با ورودی دورا^۹، ۲۴٪ باعث بهبود رفتار سامانه پرخورانی می‌شود. همچنین، بهره‌گیری از گردا با هندسه متغیر از طرفی ۱۸٪ کاهش قطر چرخ گردا و از طرف دیگر افزایش بازده و قدرت خروجی موتور را نسبت به حالت‌های دیگر به همراه دارد.

انطباق موتور با ماهیت عملکردی ناپایدار با گردا و تنجار با ماهیت عملکردی پایدار مستلزم بهره‌گیری از سازوکارهای کنترلی دقیق می‌باشد. نمونه پرکاربرد این سازوکارها دریچه فرار^{۱۰} می‌باشد. توماسون^{۱۱} و همکارانش [۷] سازوکار کنترل تقویت فشار توسط دریچه فرار را در حالت پایا و گذرا مورد مطالعه قرار دادند. به‌عنوان نمونه دیگری از سازوکارهای کنترلی می‌توان به شیر ضدواماندگی^{۱۲} اشاره کرد. به‌منظور کنترل عملکرد تنجار و پرهیز از وقوع واماندگی در آن معمولاً از شیر ضدواماندگی استفاده می‌شود. دیمیتریوس^{۱۳} و گئورگ^{۱۴} [۸] در مقاله‌ای به بررسی سازوکارهای مختلف این شیر پرداختند. آنها توانستند توسط منطق کنترلی پی‌آی‌دی^{۱۵} علاوه بر کاهش انحراف معیار نوسانات فشاری موجبات کارکرد امن تنجار به دور از ناحیه واماندگی را فراهم آورند.

یکی از روش‌های مرسوم برای افزایش تأثیر پرخورانی استفاده از خنک‌کن میانی به‌منظور افزایش چگالی سیال ورودی به موتور می‌باشد. راتود^{۱۶} و همکارانش در مقاله‌ای به مطالعه اثر مدل‌های مختلفی از مبدل فشرده بر خواص ترمودینامیکی سیالات عبوری پرداختند و کارایی هر مدل را مورد بررسی قرار دادند [۹]. از مطالعات دیگر در این زمینه می‌توان به کار لی^{۱۷} و همکارانش اشاره کرد. ایشان در این مقاله به بررسی مبدل‌های موجود و نسل آینده مبدل‌های فشرده پرداختند و روابط تجربی مربوط به هر مبدل را ارائه دادند [۱۰].

7- Westin

8- Variable Geometry Turbines (VGT)

9- Twin-Entry Turbines

10- Wastegate

11- Thomasson

12- Anti-Surge Valve

13- Dimitrios

14- George

15- Proportional-Integral-Derivative Controller

14- Rathod

17- Li

1- Compressor

2- Turbine

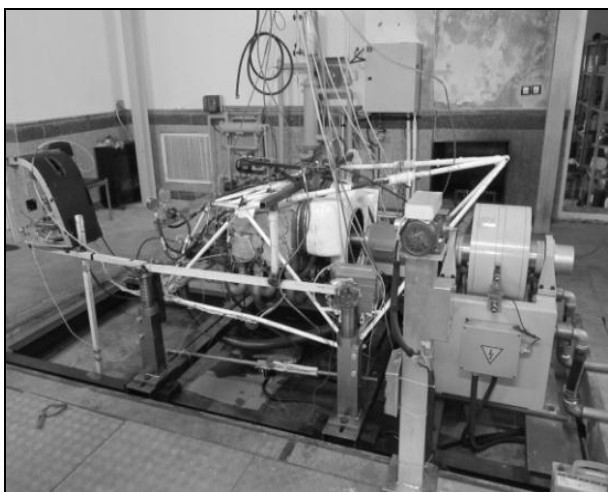
3- Krakianitis

4- Sadoi

5- System

6- Kesgin

به‌منظور آزمایش موتور مذکور از یک توان آزما جریان گردابی^۶ ساخت شرکت ای‌پی‌آی^۷ مدل BRL400FR که توسط توسط جریان آب عبوری از آن خنک می‌شود؛ استفاده شده است. بیشینه مقادیر جذب توان، گشتاور و دور قابل اندازه‌گیری برای این توان آزما به ترتیب ۴۰۰ hp، ۸۵۰ Nm و rpm ۱۲,۰۰۰ می‌باشد. شکل ۱، نمایی از اتاق آزمایش و نحوه اتصال موتور به توان آزما را نشان می‌دهد.



شکل (۱): نمای شماتیک از اتاق آزمایش موتور.

اندازه‌گیری‌ها در دورهای rpm ۱۸۰۰ تا rpm ۳۲۰۰ انجام شده است و روند آنها بدین ترتیب بود که، در هر دور دریچه گاز از مقادیر پایین تا بیش‌ترین مقدار خود (تمام بار) تغییر داده شد و نتایج ثبت گردید که در شکل‌های ۲-۳ میزان توان و مصرف سوخت موتور نشان داده شده است. لازم به‌ذکر است مقادیر ارائه‌شده در این شکل‌ها مربوط به حالت تمام‌بار بوده و به‌جهت پرهیز از اضافه‌گویی از ارائه سایر نتایج خودداری شده است.

۳- شبیه‌سازی موتور در نرم‌افزار جی‌تی‌پاور^۸

در این قسمت موتور موردنظر در نرم‌افزار جی‌تی‌پاور شبیه‌سازی شد و نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر آزمایشگاهی مقایسه گردید. در انتها شرایط کارکردی موتور در ارتفاع به‌کمک نرم‌افزار مورد بررسی واقع شد.

در تحقیق حاضر، ابتدا مدل لازم برای شبیه‌سازی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای ایجاد و اعتبار آن مورد سنجش قرار می‌گیرد و از این طریق تأثیر ارتفاع بر عملکرد موتور، براساس مشخصات هندسی و شرایط کارکردی، بررسی می‌شود. در مرحله بعد فرآیند شبیه‌سازی عملکرد اجزای سامانه پرخوران و خنک‌کن میانی تشریح می‌شود. سپس معیارهای انتخاب پرخوران مناسب برای ارتقاء عملکرد موتور مورد مطالعه قرار می‌گیرد و از این طریق انتخاب صحیح حاصل می‌شود. درنهایت عملکرد موتور تحت پرخوران و سامانه خنک‌کن میانی مورد مطالعه قرار می‌گیرد.

۲- آزمایش موتور

موتور مورد مطالعه در این تحقیق موتور لایکومینگ^۱ مدل HIO-۳۶۰-D می‌باشد که یک موتور ۴ استوانه^۲ اشتعال جرقه-جرقه‌ای است و توسط هوا خنک می‌شود. نحوه جانمایی استوانه‌ها به‌صورت تخت مقابل هم^۳ می‌باشد. سایر اطلاعات مربوط به موتور موردنظر در جدول ۱ قابل مشاهده است. این موتور کاربرد هوایی داشته و در بالگرد نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد.

جدول (۱): اطلاعات مربوط به موتور شبیه‌سازی شده.

تعداد استوانه	۴
قطر استوانه	۸۳ (mm)
طول پیمایش سبمه	۸۱/۴ (mm)
حجم موتور	۵/۹۱ (liter)
توان نامی	۱۴۱ (kW)
سرعت نامی	۳۲۰۰ (rpm)
نسبت تراکم	۱۰:۱

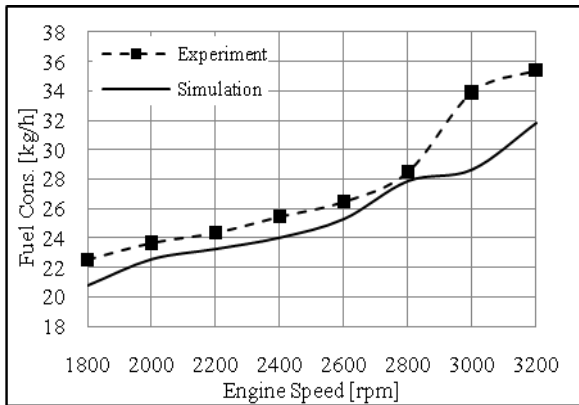
قابل ذکر است که سوخت مورد استفاده در موتور از نوع بنزین هوایی^۴ ۱۰۰LL با عدد اکتان بالاتر نسبت به بنزین معمولی می‌باشد. این امر کمک می‌کند تا موتور باتوجه به موارد خاص کاربری آن، در برابر پدیده ضربه^۵ مقاومت بیش‌تری نشان دهد.

- 1- Lycoming
- 2- Cylinder
- 3- Horizontally Opposed
- 4- Aviation Gasoline
- 5- Knock

6- Eddy Current Dynamometer

7- API

8- GT-Power



شکل (۳): منحنی تغییرات سوخت مصرفی بر حسب دور موتور.

همان‌طور که مشخص است، به‌طور کلی انطباق خوبی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی انجام شده و نتایج آزمایشگاهی وجود دارد به‌طوری‌که، برای مقادیر مربوط به مصرف سوخت در دوره‌های مختلف به‌طور میانگین حدود ۷ درصد خطا نسبت به مقادیر آزمایشگاهی وجود دارد. بر این اساس می‌توان از صحت عملکرد مدل تهیه شده اطمینان حاصل کرد.

همان‌طور که در شکل‌های ۳-۴ مشاهده می‌شود، در دوره‌های پایین انطباق خوبی بین داده‌ها وجود دارد اما در دوره‌های بالاتر مقداری انحراف نسبت به نتایج آزمایشگاهی دیده می‌شود که این انحراف را می‌توان به محدودیت نرم‌افزار در شبیه‌سازی حرکت سیال نسبت داد [۱۴].

۳-۲- شبیه‌سازی کارکرد در ارتفاع

باتوجه به حوزه کاربرد نیاز است که موتور موردنظر در ارتفاعات به فعالیت پردازد. افزایش ارتفاع به منزله کاهش فشار هواست و کاهش فشار هوای ورودی به موتور روی عملکرد آن تأثیر نامطلوب می‌گذارد. فراهم کردن شرایط کارکردی موتور در ارتفاع، در فضای آزمایشگاه بسیار دشوار است از این رو لازم است این امر در محیط نرم‌افزار محقق شود تا اطلاعی از چگونگی تأثیرگذاری شرایط موردنظر روی عملکرد موتور به‌دست آید.

حداکثر ارتفاع عملیاتی که برای این بالگرد در نظر گرفته شده است، حدود ۴,۵۰۰ متر از سطح دریا می‌باشد. رابطه (۱) وابستگی میزان فشار را به ارتفاع و دما نشان می‌دهد [۱۵].

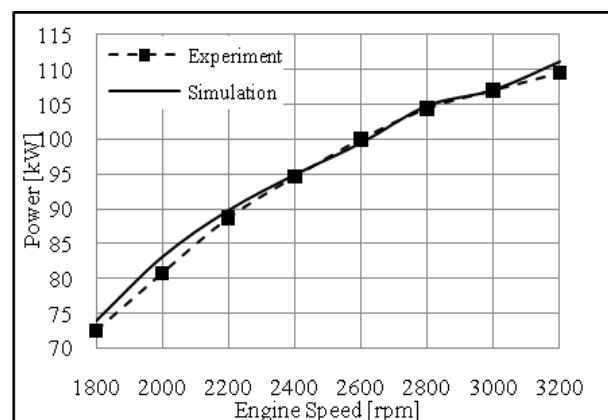
$$P = P_{SL} \exp\left(\frac{-gh}{RT}\right) \quad (1)$$

۳-۱- شبیه‌سازی و صحنه‌گذاری

امروزه شبیه‌سازی رایانه‌ای به‌عنوان ابزاری توانمند جهت تخمین عملکرد سامانه‌های گوناگون و کاهش هزینه‌های نیروی انسانی، سرمایه‌ای و زمانی آزمایش‌های آزمایشگاهی به‌نحو چشم‌گیری مورد توجه قرار گرفته است. در این تحقیق، موتور موردنظر و اجزای آن به‌دقت در نرم‌افزار جی‌تی‌پاور شبیه‌سازی شده‌اند. مدل‌سازی اجزای موتور در این نرم‌افزار بر مبنای قوانین مکانیک سیالات، قوانین ترمودینامیک، قانون بقای جرم، واکنش‌های تعادلی و سینتیک شیمیایی استوار می‌باشد. به‌طور خاص شبیه‌سازی احتراق در این نرم‌افزار بر اساس روش‌های یک و چندناحیه‌ای صورت می‌گیرد که بر پایه یکسان‌سازی خواص ترمودینامیکی در هر ناحیه و یکسان‌سازی فشار در تمام محفظه احتراق توسعه پیدا کرده‌اند [۱۱].

مدل به‌کارگیری‌شده در این شبیه‌سازی مدل چندناحیه‌ای می‌باشد. مرز تشخیص نواحی در این مدل بر پایه پیشروی آشفته شعله بنا نهاده شده است. سرعت پیشروی شعله بسته به نوع سوخت و خواص ترمودینامیکی مخلوط درون محفظه احتراق متفاوت می‌باشد [۱۲]. به‌منظور نیل به نتایج صحیح در شبیه‌سازی لازم است ضرایب تجربی مربوط به مدل احتراقی موردنظر با استفاده از داده‌های آزمون تنظیم شوند [۱۳]. از این‌رو به‌منظور درک صحیح از رفتار موتور در شرایط کارکردی مختلف، توجه ویژه‌ای به بحث تنظیم کردن ضرایب مدل با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی شده است.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر آزمایشگاهی به‌دست‌آمده مقایسه شده‌اند که مقادیر مربوط به توان و مصرف سوخت در شکل‌های ۳-۲ قابل مشاهده هستند.



شکل (۲): منحنی تغییرات توان ترمزی بر حسب دور موتور.

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

به این ترتیب، توان موردنیاز تنجار برای ایجاد نسبت فشار موردنظر از رابطه (۳) قابل محاسبه می‌باشد.

$$\dot{W}_C = \frac{1}{\eta_C} \dot{m}_a h_{01} \left[\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right] \quad (3)$$

توان موردنیاز تنجار توسط گردها و با در نظر گرفتن بازده محور متصل‌کننده تنجار و گردها طبق رابطه (۴) تأمین می‌شود.

$$\dot{W}_C = \eta_{mech} \dot{W}_T \quad (4)$$

مقدار توان تولیدی گردها از سیال عبوری طبق رابطه (۵) قابل محاسبه می‌باشد.

$$\dot{W}_T = \eta_T (\dot{m}_a + \dot{m}_f - \dot{m}_w) h_{03} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{03}} \right)^{\frac{\gamma_3-1}{\gamma_3}} \right] \quad (5)$$

در روابط (۳) و (۵) توجه به این نکته ضروری است که بازده تنجار و گردها در سامانه پرخورانی معمولاً براساس منطق سکون به استاتیک موردنظر قرار می‌گیرد. دلیل این امر بهره‌گیری کم‌تر از سرعت جریان و اتلاف آن در سامانه پرخورانی می‌باشد [۱]. در رابطه (۵) \dot{m}_f دبی سوخت پاشیده شده در چندراهه ورودی می‌باشد و براساس نسبت سوخت به هوا طبق رابطه $\dot{m}_f = \dot{m}_a [FAR]$ قابل محاسبه است. همچنین در رابطه (۵)، \dot{m}_w دبی عبوری از دریچه فرار می‌باشد که براساس مشخصات هندسی و سازوکارهای تحریک دریچه فرار برای دستیابی به مشخصات عملکردی هدف و کاربرد بهینه در نواحی موردنظر قابل تنظیم می‌باشد.

۴-۲- دریچه فرار

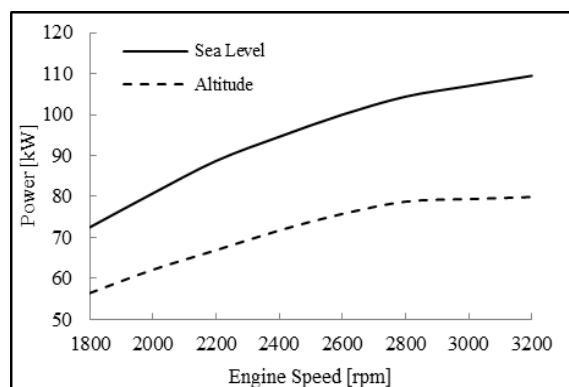
دبی جرمی عبوری از یک شیر معمولاً براساس رابطه عبور جریان تراکم‌پذیر از یک مانع توصیف می‌شود. این رابطه براساس تحلیل یک‌بعدی جریان تراکم‌پذیر، با در نظر گرفتن تأثیرات جریان واقعی به صورت ضریب تخلیه، حاصل شده است. برای محاسبه دبی جرمی جریان عبوری به فراخور عدم مواجهه مواجهه با خفگی جریان در گلوگاه مجرای عبور جریان به ترتیب از روابط (۶) و (۷) بهره برده می‌شود. معیار تعیین‌کننده وقوع خفگی نسبت فشار بیش‌تر از $\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ در دو سمت گلوگاه می‌باشد [۷].

که در این رابطه، T دما در ارتفاع موردنظر، h ارتفاع و P_{SL} فشار در سطح دریا می‌باشند.

با استفاده از رابطه (۱) شرایط کارکردی موتور در ارتفاع ۲۷۰۰ متری از سطح دریا بررسی می‌گردد. شکل ۴ میزان توان ترمزی موتور در ارتفاع موردنظر را در مقایسه با سطح دریا نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است در شرایط شبیه‌سازی شده ارتفاع، از توان موتور به شدت کاسته شد. باتوجه به مطالب گفته شده، رویکرد تحقیق حاضر این است که با انتخاب و تنظیم پرخوران مناسب این افت توان جبران گردد.

۴- پرخوران

در این قسمت توضیحاتی کلی پیرامون سامانه پرخوران و نحوه عملکرد آنها بیان شده و چگونگی تطابق پرخوران مناسب با موتور مورد تحلیل، به بحث گذاشته می‌شود. به‌طور کلی توربوماشین به‌صورت ایده‌آل مناسب کارکرد در ترکیب با ماشین‌های رفت و برگشتی نیست، بنابراین ترکیب موتور بنزینی و پرخوران باید با دقت طراحی شود. هدف کلی تطابق انطباق پرخوران با مناسب‌ترین مشخصات به موتور برای به‌دست آوردن بهترین عملکرد کلی از موتور است. برای رسیدن به این هدف بررسی دقیق سامانه‌های موجود در فرآیند پرخورانی الزامی می‌باشد.



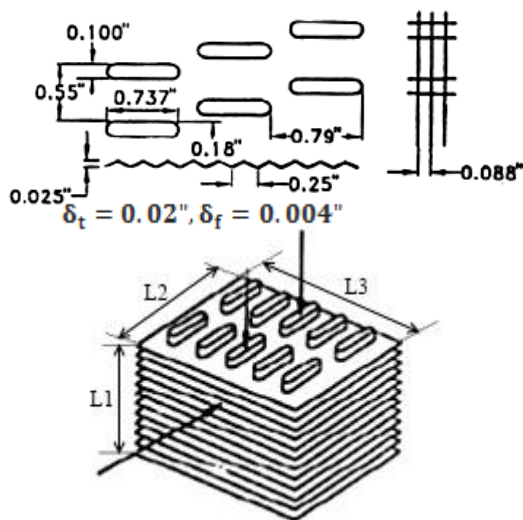
شکل (۴): منحنی تغییرات توان ترمزی برحسب دور موتور در دو ارتفاع.

۴-۱- تنجار و گردها

مقدار هوای عبوری از موتور براساس مشخصات هندسی، شرایط کارکردی موتور و میزان تقویت فشار در تنجار طبق رابطه (۲) تعیین می‌شود.

طرف گازی برای پرهیز از توان پمپاژ زیاد و افزایش نسبت ارزش حرارت انتقالی به توان مکانیکی مصرفی می‌باشد. روش‌های متنوعی به منظور افزایش بازده سطوح فشرده به کار گرفته می‌شوند. از این بین می‌توان به ناپیوسته کردن دیواره سطوح، تغییر آرایش قرارگیری لوله‌ها و استفاده از پره‌های موجی اشاره کرد [۱۷].

در این تحقیق، مدل‌سازی مبدل SR-۷۳۷-۰/۷۳۲-۱۱ به‌طور خاص مورد نظر قرار می‌گیرد. این مبدل از نوع سطوح فشرده لوله‌های کتابی با پره‌های صفحه‌ای می‌باشد. از این مبدل‌ها به‌عنوان خنک‌کن میانی هوا به آب در سامانه‌های پرخوران موتورهای احتراق داخلی و سامانه‌های نیروگاهی استفاده زیادی می‌شود [۱۷]. دلیل این امر بازده بالاتر این سطوح نسبت به سایر گونه‌های سطوح لوله‌ای می‌باشد. البته این مزیت با افت فشار بیش‌تر سیال گازی همراه می‌باشد که باتوجه به مزیت مذکور قابل تحمل می‌باشد [۹]. این مبدل دارای ۱۱/۳۲ پره در هر اینچ بوده و طول هر لوله در مقطع عرضی ۰/۷۳۷ اینچ می‌باشد. در این مبدل جریان در لوله‌ها از ابتدا تا انتها مجزا بوده و پره‌ها نیز ممتد و متوالی می‌باشند. همچنین، در این مبدل حرف S نشانگر آرایش تناوبی لوله‌ها و حرف R مبین موج‌دار بودن پره‌ها می‌باشند. هر دو عامل فوق در افزایش نرخ انتقال حرارت بین دو سیال موثر می‌باشند. نمایش شماتیک ابعاد مبدل مذکور در شکل ۵ آمده است. در ادامه شبیه‌سازی ترمودینامیکی این مبدل مورد توجه قرار می‌گیرد.



شکل (۵): مشخصات هندسی مبدل SR-۷۳۷-۰/۷۳۲-۱۱ [۱۷].

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

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (۷)$$

که در روابط (۶-۷)، T_0 و P_0 به ترتیب بیانگر فشار و دمای سکون جریان بالادست و P بیانگر فشار جریان پایین‌دست می‌باشند.

۴-۳- خنک‌کن میانی

به منظور افزایش میزان هوای ورودی به موتور معمولاً پس از تنجار از خنک‌کن میانی بهره گرفته می‌شود. این سامانه سبب جبران افزایش دما در تنجار می‌شود و موجب افزایش چگالی هوا پیش از ورود به موتور می‌شود. تشریح کامل روش مدل‌سازی این جزء در بخش بعد توضیح می‌شود.

۵- تحلیل خنک‌کن میانی

به منظور انتقال حرارت بین دو سیال مجزا با دمای متفاوت از مبدل حرارتی استفاده می‌شود. مبدل‌های حرارتی براساس نوع عملکرد و چگونگی حرکت سیال در آنها در دسته‌های گوناگون تقسیم‌بندی می‌شوند. یکی از مهم‌ترین گونه‌های مبدل‌های حرارتی، مبدل حرارتی فشرده می‌باشد. این مبدل‌ها اغلب زمانی به کار می‌روند که حداقل یکی از سیال‌های عامل در حالت گازی باشند. مشخصه اصلی این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بزرگ، بیش‌تر از $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ می‌باشد که توسط تعداد زیاد پره با فواصل کم قابل حصول می‌باشد [۱۶].

جنبه‌های قابل توجه در تحلیل یک مبدل حرارتی بررسی میزان گرمای مبادله شده بین سیال‌ها و همچنین، توان مکانیکی پمپاژ مصرف شده به منظور غلبه بر نیروی اصطکاک سیال برای عبور دادن آن از میان سطوح مبدل حرارتی می‌باشد. به این ترتیب مبدل‌هایی که دارای مشخصه اساسی شار حرارتی زیاد نسبت به توان اصطکاک مصرفی باشند به‌عنوان سطوح بازده بالا شناخته می‌شوند [۱۷].

دلیل استفاده بیش‌تر از سطوح فشرده در مواجهه با سیال‌های گازی جبران کاستی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی طرف گازی می‌باشد. عامل افزایش این کاستی الزام به دبی کم

۵-۱- آنالیز هندسی مبدل

آنالیز هندسه مبدل مدنظر مشتمل بر تعیین مشخصات هندسی مجاری عبور سیال مایع و سیال گازی می‌باشد و برای سهولت تبیین در ادامه به صورت مجزا آورده شده‌اند.

سطح کل انتقال حرارت سیال درون لوله از رابطه (۸) به‌دست می‌آید. در این رابطه N_t تعداد لوله‌ها و δ_t ضخامت لوله‌ها می‌باشد.

$$A_t = 2((H_t - \delta_t) + (W_t - \delta_t))N_t L_t \quad (8)$$

کل سطح آزاد عبور جریان و سطح روبروی لوله‌ها از روابط (۹-۱۰) به‌دست می‌آیند. همچنین، نسبت سطح جریان آزاد به سطح مقابل لوله از رابطه (۱۱) به‌دست می‌آید.

$$A_{ff_t} = (H_t - \delta_t)(W_t - \delta_t)N_t \quad (9)$$

$$A_{f_t} = L_2 L_3 \quad (10)$$

$$\sigma_t = \frac{A_{ff_t}}{A_{f_t}} \quad (11)$$

نسبت سطح انتقال حرارت طرف لوله به حجم کل مبدل از رابطه (۱۲) به‌دست می‌آید. این نسبت نشانگر چگالی سطح انتقال حرارت طرف لوله می‌باشد.

$$\alpha_t = \frac{A_t}{L_1 L_2 L_3} \quad (12)$$

قطر هیدرولیک هر لوله از رابطه (۱۳) به‌دست می‌آید.

$$D_{h_t} = 4 \frac{\sigma_t}{\alpha_t} \quad (13)$$

طبق شکل ۵ در سمت گازی به‌منظور افزایش سطح انتقال حرارت از پره استفاده شده است. بنابراین سطح کلی انتقال حرارت در این قسمت مشتمل بر دو سطح اولیه و ثانویه می‌باشد که از روابط (۱۴-۱۵) به‌دست می‌آیند و می‌توان طبق رابطه (۱۶) به کل سطح انتقال حرارت طرف گازی رسید. در این روابط N_f تعداد پره‌ها و δ_f ضخامت پره‌ها می‌باشد.

$$A_{p_g} = 2(H_t + W_t)(L_1 - N_f \delta_f)N_t \quad (14)$$

$$A_{s_g} = 2(L_2 L_3 + H_t W_t N_t)N_f + 2(L_2 - L_3)N_f \delta_f \quad (15)$$

$$A_g = A_{p_g} + A_{s_g} \quad (16)$$

کل سطح آزاد عبور گاز و سطح مقابل آن از روابط (۱۷-۱۸) به‌دست می‌آیند.

$$A_{ff_g} = L_1 L_3 \left(\frac{X_t - W_t}{X_t} \right) - L_3 \delta_f N_f \quad (17)$$

$$A_{f_g} = L_1 L_3 \quad (18)$$

نسبت سطح جریان آزاد به سطح مقابل، چگالی سطح انتقال حرارت و قطر هیدرولیک در طرف گازی طبق روابط مذکور

برای طرف لوله به‌دست می‌آیند. برای شبیه‌سازی مد نظر، سیال جاری در لوله‌ها آب و سیال عبوری از روی لوله‌ها هوا می‌باشد.

۵-۲- محاسبه خواص ترمودینامیکی سیال‌ها

در مبدل مورد نظر جهت تکمیل فرآیند شبیه‌سازی، تعیین خواص ترمودینامیکی سیالات آب و هوا مورد نیاز می‌باشد که در ادامه به صورت مجزا روند تعیین هر کدام توضیح می‌گردد. جهت محاسبه خواص سیال حین عبور از مبدل نیاز به برآورد اولیه از دمای خروجی سیال می‌باشد. در مبدل موردنظر باتوجه به تبادل حرارت بین هوا و آب و وجود اختلاف زیاد بین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آن‌ها، به‌عنوان حدس اولیه برای هوا، باتوجه به این که منحنی درجه حرارت مبدل جریان مخالف را به‌عنوان تقریبی برای تغییر دمای هر سیال طی عبور از این مبدل می‌توان در نظر گرفت، دمایی تقریباً برابر دمای ورودی آب فرض می‌شود. در ادامه برای محاسبه خواص میانگین، مقداری برای دمای میانگین لازم است. برای طرف هوا می‌توان از تعریف اختلاف دمای لگاریتمی طبق رابطه (۱۹) استفاده کرد.

$$T_{m_A} = \frac{T_{i_w} + T_{o_w} + \frac{(T_{o_A} - T_{i_w}) - (T_{i_A} - T_{o_w})}{\ln\left(\frac{T_{o_A} - T_{i_w}}{T_{i_A} - T_{o_w}}\right)}}{2} \quad (19)$$

حال، می‌توان با داشتن دمای میانگین خواص ترمودینامیکی هوا شامل ظرفیت گرمایی ویژه، انتالپی، انتروپی، ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیته را با فرض گاز شبه‌ایده‌آل و با استفاده از جداول جنف^۱ به‌دست آورد [۱۸]. همچنین، عدد پرانتل^۲ را می‌توان از رابطه (۲۰) به‌دست آورد.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (20)$$

با داشتن این خواص می‌توان بعد از محاسبه عدد رینولدز^۳ جریان به ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و ضریب افت فشار رسید. برای محاسبه عدد رینولدز از سرعت جرمی سیال، که طبق رابطه (۲۱) تعریف می‌شود، استفاده می‌شود.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \quad (21)$$

حال می‌توان عدد رینولدز را از رابطه (۲۲) به‌دست آورد [۱۴].

1- Janaf
2- Prandtl Number
3- Reynolds Number

بسیار بیش تر آب می باشد. همچنین، دمای میانگین آب را می توان از رابطه (۲۶) به دست آورد.

$$T_{m_w} = \frac{(T_{i_w} - T_{o_w})}{2} \quad (26)$$

حال، می توان خواص ترمودینامیکی آب را برحسب دمای میانگین محاسبه شده و با توجه به تغییر اندک این خواص برحسب فشار، با استفاده از نمودارهای خواص اشباع آب محاسبه کرد. برای محاسبه عدد رینولدز مانند روش مشروح در قسمت قبل عمل می شود. با داشتن عدد رینولدز می توان طبق روابط بیان شده توسط پوخوف^۴ و جنیلینسکی^۵ برای جریان آرام و مغشوش کاملاً توسعه یافته در لوله ضریب اصطکاک و عدد ناسلت^۶ را از روابط (۲۷-۲۸) به دست آورد. شرط دیگر استفاده از رابطه (۲۷) فرض لوله کاملاً صاف می باشد. توجه به این نکته ضروری است که استفاده از روابط فوق برای لوله های کتابی یک تقریب می باشد زیرا این روابط برای لوله های دایره ای توسعه پیدا کرده اند [۱۶].

$$f = \begin{cases} \frac{64}{Re}, & Re < 3000 \\ (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, & Re \geq 3000 \end{cases} \quad (27)$$

$$Nu = \begin{cases} 4.36, & Re < 3000 \\ \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}, & 3000 \leq Re < 5000 \quad (28) \\ & 0.5 < Pr < 2000 \end{cases}$$

با محاسبه عدد ناسلت از رابطه (۲۸) می توان ضریب انتقال حرارت جابه جایی را از رابطه (۲۹) به دست آورد.

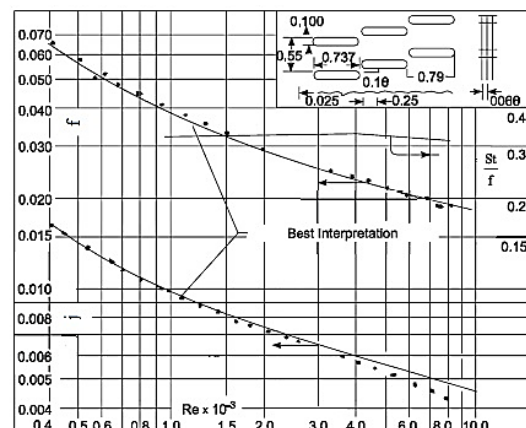
$$h = \frac{Nuk}{D_h} \quad (29)$$

۵-۳- تحلیل عملکرد پره

پره ها ابزاری برای افزایش نرخ انتقال حرارت از طریق افزایش سطح مؤثر می باشند. بازده پره پارامتری است که عملکرد گرمایی یک پره را تعیین می کند. بیش ترین نرخ انتقال حرارت از پره هنگامی حاصل می شود که دمای سراسر آن برابر دمای پایه پره باشد. ولی از آنجاکه هر پره مقاومت هدایتی معینی دارد، لذا گرادیان دما در طول پره وجود خواهد داشت و حالت فوق یک حالت ایده آل است. بنابراین براساس رابطه (۳۰) اقدام به تعریف بازده پره می شود [۱۶].

$$Re = \frac{D_h G}{\mu} \quad (22)$$

برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابه جایی و ضریب افت فشار سیال در مبدل های فشرده، می توان به نتایج تجربی کیز^۱ و لندن^۲ مراجعه کرد [۱۷]. این نتایج نشانگر تغییرات ضریب اصطکاک و پارامتر انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز می باشند. نمونه ای از این نتایج برای مبدل مورد بحث در شکل ۶ آمده است.



شکل (۶): تغییر ضریب اصطکاک و پارامتر انتقال حرارت برای سیال عبوری از روی لوله ها برحسب عدد رینولدز برای مبدل فشرده مدل SR-۷۳۷-۰/۳۲-۱۱ [۱۷].

همان طور که در شکل ۶ دیده می شود، این نتایج به صورت مجموعه نقاط می باشد که از طریق برازش منحنی مناسب می تواند به صورت رابطه ریاضی به کد نوشته شده داده شود. نتایج حاصل از برازش منحنی داده های مبدل مورد مطالعه در روابط (۲۳-۲۴) آمده است.

$$f = 0.82263 Re^{-0.4374} \quad (23)$$

$$j = St Pr^{\frac{2}{3}} = 0.1959 Re^{-0.4256} \quad (24)$$

در رابطه (۲۴)، عدد استانتون^۳ می باشد و با داشتن آن ضریب انتقال حرارت جابه جایی از رابطه (۲۵) به دست می آید.

$$h = St G C_p \quad (25)$$

به منظور محاسبه خواص ترمودینامیکی آب می توان به- عنوان حدس اولیه، دمایی تقریباً برابر دمای ورودی در خروجی در نظر گرفت. دلیل این امر ضریب انتقال حرارت جابه جایی

4- Petukhov
5- Gnielinski
6- Nussle Number

1- Kays
2- London
3- Stanton Number

۵-۵- محاسبه شرایط خروجی سیال

برای محاسبه دمای خروجی هر سیال از روش ε -Ntu استفاده می‌شود. این روش زمانی به کار می‌رود که ساختمان مبدل و شرایط هر سیال در ورودی مشخص باشد و ضریب کلی انتقال حرارت قابل محاسبه باشد. در این روش دو پارامتر بی‌بعد تعیین‌کننده، کارایی و تعداد واحد‌های انتقال حرارت می‌باشند که برحسب ظرفیت گرمایی و دمای ورودی و خروجی هر سیال به ترتیب طبق روابط (۳۴-۳۵) تعریف می‌شوند [۱۶].

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}, \quad q_{\max} = C_{\min}(T_{iA} - T_{iW}) \quad (34)$$

$$Ntu = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (35)$$

همان‌طور که از روابط (۳۴-۳۵) مشخص است، با داشتن ساختمان مبدل، خواص ترمودینامیکی و شرایط ورودی هر سیال می‌توان بیشینه انتقال حرارت ممکن در مبدل و تعداد واحدهای انتقال حرارت را به دست آورد. در این روش کارایی مبدل معمولاً برحسب آرایش جریان، تعداد واحدهای انتقال حرارت و نسبت ظرفیت گرمایی کمینه به بیشینه بیان می‌شود. برای مبدل مورد بحث آرایش جریان از نوع مبدل جریان متقاطع می‌باشد و رابطه (۳۶) مبین کارایی این مبدل است [۱۶].

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{C_r}\right) Ntu^{0.22} \times (\exp(-C_r Ntu^{0.78}) - 1)\right) \quad (36)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

حال می‌توان از روابط (۳۷-۳۸) دمای خروجی هر سیال را به دست آورد.

$$T_{0A} = T_{iA} + \varepsilon \frac{q_{\max}}{C_A} \quad (37)$$

$$T_{0W} = T_{iW} + \varepsilon \frac{q_{\max}}{C_W} \quad (38)$$

فشار خروجی هر سیال با در نظر گرفتن ضرایب افت جریان در ورودی و خروجی برای معادلات ممنتوم از (۳۹) به دست می‌آید [۱۷].

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2P_i} \left[(K_i + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \left(\frac{A}{A_f} \right) \left(\frac{v_m}{v_i} \right) - (1 - \sigma^2 - K_0) \left(\frac{v_0}{v_i} \right) \right] \quad (39)$$

برای جریان سیال عمود بر توده لوله‌ها اثر افت ورودی و خروجی به مبدل در ضریب اصطکاک ظاهر می‌شود و ضرایب

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h}{\delta_f k_f}} \quad (30)$$

این رابطه مربوط به پره‌های مستقیم با مقطع مستطیلی و نوک آدیباتیک می‌باشد که با تقریب خوب برای سایر حالات مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این رابطه h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هوا و l طول پره می‌باشد. در مواردی که پره از یک دیوار به دیوار دیگر کشیده شده باشد طول پره نصف فاصله دو دیوار می‌باشد [۱۷].

حال می‌توان بازده کلی سطح پره‌دار را از رابطه (۳۱) به دست آورد. بازده کلی سطح عملکرد آرایشی از پره‌ها را همراه با سطح اصلی اتصال پره‌ها مشخص می‌کند [۱۶].

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{p_g}}{A_g} (1 - \eta_f) \quad (31)$$

۵-۴- ضریب انتقال حرارت کلی مبدل

برای در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت جابه‌جایی و هدایتی می‌توان از ضریب انتقال حرارت کلی استفاده کرد. این ضریب به عنوان مقاومت کلی حرارتی در مقابل انتقال حرارت بین دو سیال طبق رابطه (۳۲) تعریف می‌شود [۱۶].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R''_{f_c}}{(\eta_0 A)_c} + R_{wall} + \frac{R''_{f_h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} \quad (32)$$

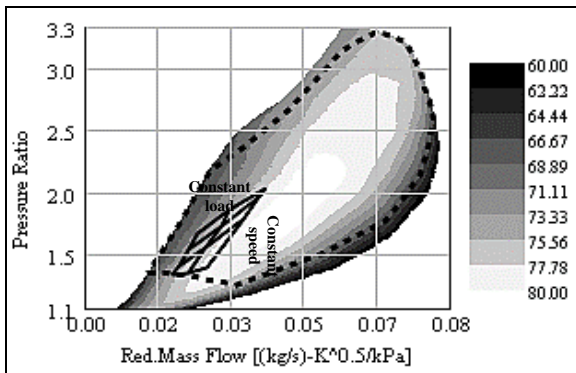
در رابطه فوق، R''_{f_c} مقاومت ناشی از آلودگی سطح می‌باشد و ضریب رسوب نامیده می‌شود. مقدار این ضریب بستگی به دمای کاری، سرعت سیال و طول دوره تعمیر مبدل دارد. این پارامتر معمولاً طی کارکرد مبدل متغیر می‌باشد و می‌تواند سبب افزایش بسیار زیاد مقاومت حرارتی سامانه گردد. همچنین، R_{wall} مقاومت دیوارهای مبدل می‌باشد و برحسب شکل دیوار از رابطه (۳۳) قابل محاسبه می‌باشد [۱۶].

$$R_{wall} = \begin{cases} \frac{L}{Ak_{wall}}, & \text{plane wall} \\ \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) / (2\pi L k_{wall}), & \text{cylindrical wall} \end{cases} \quad (33)$$

در استفاده از رابطه (۳۳) می‌توان با فرض تعمیر به موقع از مقدار اندک ضریب رسوب صرف نظر کرد. همچنین، مقدار مقاومت دیوار به دلیل بزرگی ضریب هدایت حرارتی آن معمولاً قابل اقماض می‌باشد [۱۷].

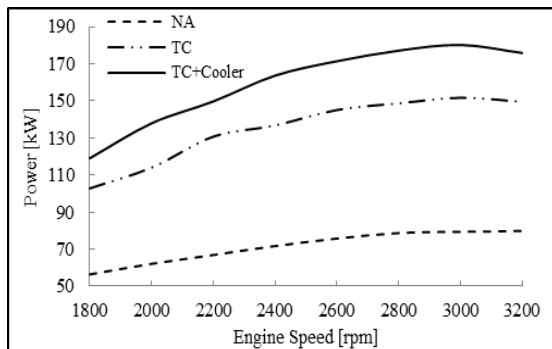
این خطوط با منحنی عملکرد تنجار تصویر لازم برای ارزیابی کیفیت تطابق را شکل می‌دهد. قرارگرفتن شرایط کارکردی موتور در منطقه امن و بازده بالای منحنی تنجار متضمن تطابق مناسب پرخوران موردنظر با موتور است.

پرخورانی مورد مطالعه در این تحقیق از نوع فشار ثابت و براساس منحنی‌های مشخصه ارائه شده توسط شرکت گرت^۱ برای گردا و تنجار مدل GT35 می‌باشد [۱۹]. باتوجه به شکل ۷ که نمایانگر نسبت فشار تنجار برحسب دبی شبه‌بی‌بعد می‌باشد، مشخص است که پرخوران اشاره شده تطابق مناسبی با موتور دارد؛ چراکه شرایط کارکردی موتور در منطقه بازده بالای تنجار واقع شده و نزدیک‌ترین نقطه کارکردی به ناحیه واماندگی فاصله ۲۰ درصد دبی جرمی توصیه‌شده در مرجع [۱] را دارا می‌باشد.



شکل (۷): تطابق شرایط کارکردی موتور با پرخوران GT35.

در ادامه عملکرد موتور مجهز به پرخوران مذکور در ارتفاع ۲,۷۰۰ متری از سطح دریا مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. شکل ۸، تغییرات توان ترمزی با سرعت موتور را برای سه حالت بدون پرخوران، با پرخوران و با خنک‌کن میانی و در شرایط دریاچه گاز کاملاً باز نشان می‌دهد.



شکل (۸): منحنی تغییرات توان ترمزی بر حسب دور موتور.

افت از رابطه (۳۹) حذف می‌گردند و به این ترتیب رابطه (۴۰) حاصل می‌شود [۱۷].

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2P_i} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \left(\frac{v_m}{v_i} \right) \right] \quad (40)$$

در رابطه (۴۰) برای سمت هوا می‌توان با فرض گاز ایده‌آل و از رابطه (۴۱) حجم مخصوص را محاسبه کرد.

$$\frac{v_m}{v_i} = \frac{P_i}{\left(\frac{P_i + P_o}{2} \right)} \frac{T_m}{T_i} \quad (41)$$

همچنین، برای سمت آب می‌توان از فرض ثابت بودن چگالی سیال با دقت خوب استفاده کرد و به رابطه (۴۲) رسید.

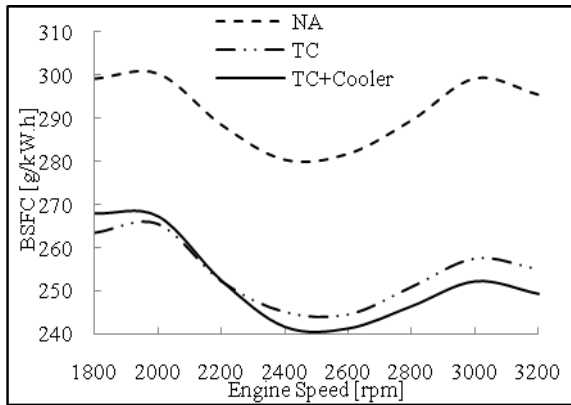
$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v}{2P_i} f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \quad (42)$$

در تحقیق حاضر از مبدل با ابعاد ۲۵/۴، ۱۱/۴ و ۲۲/۹ سانتی‌متر به ترتیب برای L_1 ، L_2 و L_3 ، در شکل ۵، استفاده شده و دبی و دمای ورودی آب خنک‌کن به میزان 0.183 kg/s و K ۳۶۱/۹۴ می‌باشند. به این ترتیب توسط روابط فوق‌الذکر برای خنک‌کن میانی کد مناسب توسعه یافته و نتایج حاصل بر اساس پارامترهای ورودی هوا به نرم‌افزار جی‌تی‌پاور برای ادامه مسیر مدل‌سازی تحویل شده‌اند.

۶- بررسی تأثیر پرخوران بر عملکرد موتور در ارتفاع

همان‌طور که پیش‌تر ذکر شد هدف از پرخورانی در تحقیق حاضر رفع مشکل کارکرد موتور در ارتفاع می‌باشد. در قسمت‌های قبل با استفاده از شبیه‌سازی اثر نامطلوب ارتفاع بر میزان توان خروجی موتور مشاهده شد. لذا در این قسمت سعی شده است که به کمک پرخورانی و با استفاده از ورود هوای بیشتر و در نتیجه مصرف سوخت بیشتر این کاهش توان جبران گردد.

به‌منظور دستیابی به یک تطابق صحیح بین موتور و پرخوران در ابتدا باید تمامی نقاط کارکردی موتور مجهز به پرخوران مورد نظر به‌دست آیند که این امر در تحقیق حاضر توسط نرم‌افزار جی‌تی‌پاور محقق شده است. این نقاط کارکردی شامل خطوط سرعت ثابت و بار ثابت هستند. خطوط سرعت ثابت با ثابت نگه‌داشتن سرعت موتور و تغییر میزان بازدهی دریاچه گاز به‌دست می‌آیند. به‌جای خطوط بار ثابت، که نیازمند به‌کارگیری ساز و کارهای کنترلی است و در شرایط آزمایشگاهی حالت انتزاعی دارد، از ثابت نگه‌داشتن مکان دریاچه گاز و تغییر سرعت موتور استفاده می‌شود [۶]. برهم‌نهی



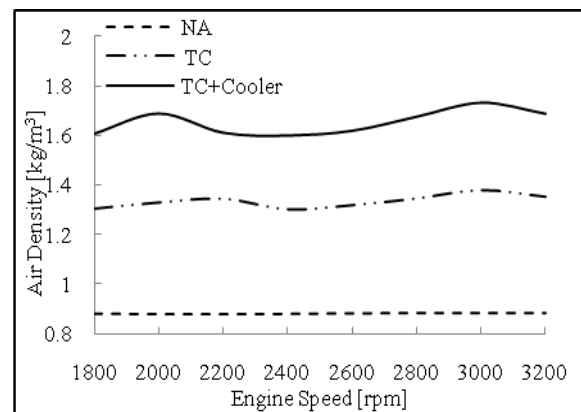
شکل (۱۰): منحنی تغییرات مصرف مخصوص سوخت برحسب دور موتور.

بزرگ‌ترین چالش موجود در مسیر پرخورانی موتورهای اشتعال جرقه‌ای امکان وقوع پدیده ضربه به دلیل افزایش فشار احتراق می‌باشد [۱]. در این تحقیق مدل‌سازی‌های مشروح در حالت وجود پرخوران براساس عدم مواجهه با پدیده ضربه در موتور صورت گرفته است. تأمین این شرایط توسط تنظیم دریچه فرار برای کنار گذر کردن مقداری از دبی گردا انجام شده است. دبی عبوری از دریچه فرار برای دورهای مختلف در شکل ۱۱ آورده شده است. توجه به این نکته ضروری است که سوخت مورد استفاده در این پژوهش، ۱۰۰LL، دارای عدد اکتان بالا، حداقل ۹۹/۶، می‌باشد و از مقاومت بالایی در برابر خود سوزی برخوردار است. این خصوصیت سبب مقادیر کم کنارگذر دبی توسط دریچه فرار برای جلوگیری از وقوع ضربه می‌گردد.

در ادامه اثر پرخورانی بر بازده حجمی موتور توسط نتایج ارائه شده در شکل ۱۲ مورد مطالعه قرار می‌گیرد. بازده حجمی در واقع بیانگر کارایی سامانه‌های مؤثر در فرآیند مکش می‌باشد. همان‌طور که از نتایج شکل ۱۲ مشخص است بازده حجمی به واسطه پرخورانی و وجود خنک‌کن میانی افزایش می‌یابد. این امر با تعریف ارائه شده برای بازده حجمی طبق رابطه (۲) سازگار می‌باشد. زیرا پرخوران و خنک‌کن میانی طبق نتایج ارائه شده در شکل ۹ سبب افزایش چگالی سیال ورودی به مقادیر بیش‌تری نسبت سیال محیط می‌شوند و بازده حجمی بالاتر از ۱ کاملاً منطقی می‌باشد.

در ادامه تأثیر وجود خنک‌کن میانی بر میزان ناکس^۲ تولیدی موتور توسط منحنی‌های ارائه‌شده در شکل ۱۳ مورد مطالعه قرار می‌گیرد. محاسبه میزان ناکس براساس

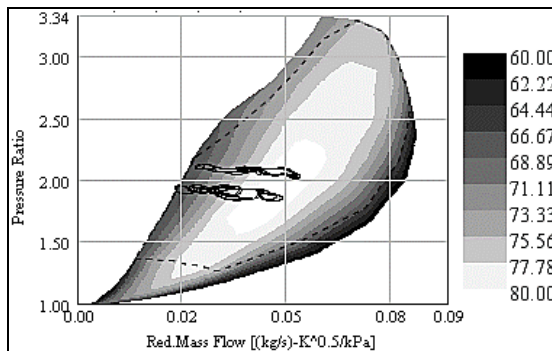
همان‌طور که از شکل ۸ پیداست، استفاده از پرخوران مناسب توانسته است مشکل کاهش توان خروجی موتور را جبران نماید. همچنین، از این شکل می‌توان دریافت که سامانه خنک‌کن میانی در دوره‌های مختلف موجب افزایش توان خروجی در قیاس با پرخورانی بدون پیش‌سرمایش شده است. دلیل افزایش توان با نصب پرخوران و خنک‌کن میانی افزایش میزان هوای ورودی به موتور و متقابلاً افزایش میزان سوخت ورودی به موتور می‌باشد. نمود این امر را می‌توان در شکل ۹ که نمایانگر چگالی هوا قبل از چندراهه ورودی است مشاهده کرد. همان‌طور که از این شکل مشخص است، اثر افزایش فشار حاصل از پرخورانی بر افزایش دمای آن در جهت افزایش چگالی غلبه دارد و همچنین، در سامانه خنک‌کن میانی اثر کاهش دما بر افت فشار غالب است و موجب افزایش چگالی می‌شود.



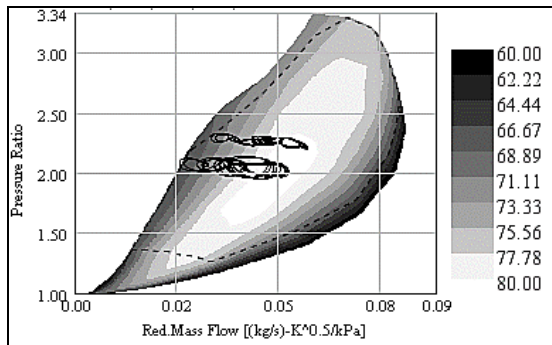
شکل (۹): منحنی تغییرات چگالی هوای ورودی برحسب دور موتور.

شکل ۱۰ میزان مصرف مخصوص سوخت را برای دورهای مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است پرخورانی سبب کاهش مصرف مخصوص سوخت شده است. همچنین، خنک‌کن میانی موجب افزایش مصرف مخصوص سوخت در دوره‌های پایین و کاهش آن در دوره‌های بالا می‌شود. شایان ذکر است که نسبت هوا به سوخت نسبی، عکس نسبت توازن^۱، در تمامی مراحل شبیه‌سازی ثابت و به مقدار ۱/۱ است که این مطلب بیانگر وجود مخلوط احتراقی نسبتاً رقیق در موتور می‌باشد.

در ادامه تأثیر وجود خنک‌کن میانی بر عملکرد چرخه‌ای سامانه پرخورانی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. از مشخصات عملکردی موتورهای احتراق داخلی کارکرد ناپایا و نوسان مقدار دبی عبوری از این سامانه‌ها می‌باشد. این مشخصه دقیقاً در تقابل با شاخصه عملکردی توربوماشین‌ها بر مبنای کارکرد پایا قرار می‌گیرد. نوسانات دبی در یک چرخه سبب تغییر شرایط کارکردی سامانه پرخورانی و امکان وقوع استال^۲ در تنجار برای برخی نقاط کاری می‌شود. این امر در منحنی‌های بررسی کیفیت تطابق که بر اساس مقادیر میانگین چرخه‌ای تشکیل می‌شوند قابل مشاهده نمی‌باشد و نیاز به مطالعه عملکرد چرخه‌ای دارد. برای این منظور تغییرات نقاط کاری تنجار در یک چرخه برای دو حالت وجود و عدم وجود خنک‌کن میانی بر روی منحنی مشخصه آن و در دورهای ۲۶۰۰ rpm و ۳۰۰۰ rpm به ترتیب در شکل‌های ۱۴-۱۵ آورده شده است. همان‌طور که از این شکل‌ها مشخص است وجود خنک‌کن میانی سبب دور شدن نقاط کاری تنجار از محدوده واماندگی و قرارگیری در نواحی بازده بالای منحنی مشخصه می‌شود.

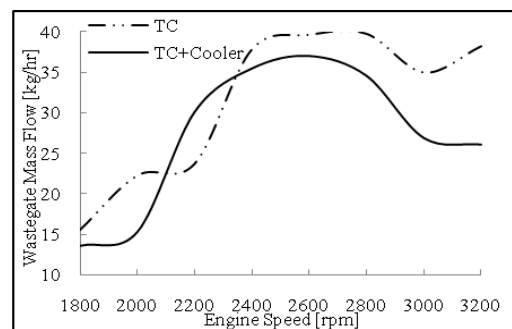


شکل (۱۴): مقایسه منحنی عملکرد تنجار در یک سیکل موتور در دور ۲۶۰۰ rpm و منحنی مشخصه تنجار.

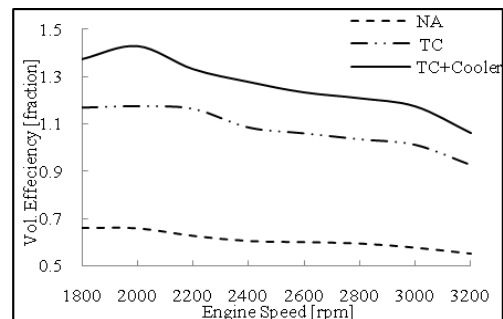


شکل (۱۵): مقایسه منحنی عملکرد تنجار در یک سیکل موتور در دور ۳۰۰۰ rpm و منحنی مشخصه تنجار.

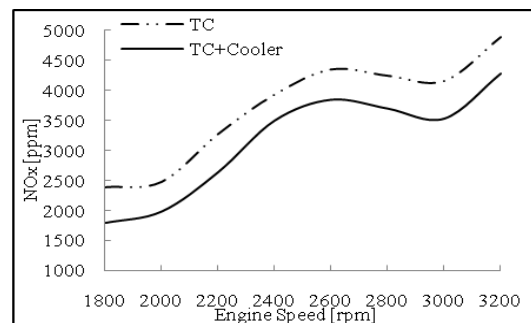
مکانیزم‌های زلدوویچ^۱ توسعه‌یافته که از نوع فرآیندهای سینتیک شیمیایی می‌باشد؛ صورت گرفته است. اصولاً فرآیند تشکیل ناکس در دماهای بالا به وقوع می‌پیوندد و دمای بیش‌تر به معنای نرخ تولید بیش‌تر این آلاینده می‌باشد. البته ابعاد زمانی این فرآیند وابسته به پارامترهای دیگری چون فشار و غلظت رادیکال‌های آزاد نیز می‌باشد [۲]. همان‌طور که در شکل ۱۳ مشخص است وجود خنک‌کن میانی سبب کاهش مقدار ناکس تولیدی می‌شود. دلیل این امر کاهش دمای سیال ورودی به موتور و به طریق اولی کاهش دمای سیال در مرحله احتراق می‌باشد.



شکل (۱۱): منحنی تغییرات دبی عبوری از دریچه فرار بر حسب دور موتور.



شکل (۱۲): منحنی تغییرات بازده حجمی بر حسب دور موتور.



شکل (۱۳): منحنی تغییرات ناکس تولیدی بر حسب دور موتور.

۷- نتیجه گیری

در این تحقیق به منظور مدل‌سازی عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای از نرم‌افزار جی‌تی‌پاور استفاده شده است و نتایج حاصل از مدل در مقایسه با نتایج تجربی باتوجه به خطای متوسط ۲ و ۷ درصد به ترتیب برای پارامترهای توان ترمزی و مصرف سوخت صحت‌گذاری شده است. نتایج شبیه‌سازی عملکرد موتور در ارتفاع بیانگر افت توان موتور می‌باشد. برای رفع این نقیصه تجهیز موتور به پرخوران مورد توجه قرار گرفت و براساس معیار واماندگی و خفگی در تنجار پرخوران مناسب انتخاب شد. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که برای ارتفاع ۲,۷۰۰ متر پرخورانی و سامانه خنک‌کن میانی به‌طور متوسط در دوره‌های مختلف به ترتیب سبب افزایش ۷۵ و ۱۶ درصدی توان ترمزی می‌شوند. همچنین، پرخورانی سبب کاهش ۱۰ درصدی مصرف مخصوص سوخت به‌طور متوسط در دوره‌های مختلف می‌شود و خنک‌کن میانی موجب افزایش مصرف مخصوص سوخت در دوره‌های پایین و کاهش آن در دوره‌های بالا می‌شود. از نتایج دیگر این تحقیق می‌توان به افزایش ۶۰ و ۱۸ درصدی بازده حجمی به‌طور متوسط در دوره‌های مختلف به ترتیب برای پرخورانی و استفاده از خنک‌کن میانی اشاره کرد. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که آلاینده ناکس با به‌کارگیری سامانه خنک‌کن میانی به‌طور متوسط در دوره‌های مختلف به میزان ۱۵ درصد کاهش می‌یابد. از نتایج دیگر این تحقیق می‌توان به کارکرد چرخه‌ای امن‌تر تنجار در صورت وجود خنک‌کن میانی اشاره کرد.

۸- مراجع

- Design, Royal Institute of Technology, S-100 44 Stockholm, Sweden, 2002.
- Thomasson, A., Eriksson, L., Leufvén, O., and Andersson, P. "Wastegate Actuator Modeling and Model-Based Boost Pressure Control", IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling, Paris, 2009.
- Dimitrios, V. and George, P. "Industrial Compressor Anti-Surge Computer Control", Int. J. Mech., Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering Vol. 1, No. 10, pp. 591-594, 2007.
- Rathod, M.K., Shah Niyati K., and Prabhakaran, P. "Performance Evaluation of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger with Different Fin Surfaces", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2131-2137, 2007.
- Li, Q., Flamant, G., Yuan, X., Neveu, P., and Luo, L. "Compact Heat Exchangers: A Review and Future Applications for a New Generation of High Temperature Solar Receivers", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, No. 9, pp. 4855-4875, 2011.
- Benson, R.S. and Rowland, S. "Internal Combustion Engine", Oxford, Pergamon, 1979.
- Pourkhesalian, A.M., Shamekhi, A.H., and Salimi, F. "Alternative Fuel and Gasoline in an SI Engine: A Comparative Study of Performance and Emissions Characteristics", Fuel, Vol. 89, No. 5, pp. 1056-1063, 2010.
- "Manual, Engine Performance Application", Version 7.1, Gamma Technologies, Inc., Westmont, IL, 2010.
- Ghanbarnia Soothe, M., Doustdar, M.M., and Goodarzi, A. "Optimization of Excess Oxygen and Spark Timing to Improve the XU7 Engine Performance", Aerospace Mech. J., Vol. 12, No. 3, pp. 79-87, 2017 (in Persian).
- Berberan-Santos, M.N., Bodunov, E.N., and Pogliani, L. "On the Barometric Formula", American Journal of Physics, Vol. 65, No. 5, pp. 404-412, 1997.
- Incropera, F.P. and De Witt, D.P. "Introduction to Heat Transfer", 3rd ed., John Wiley and Sons, Inc., New Jersey, 1996.
- Kays, W.M. and London, A.L. "Compact Heat Exchangers", 3rd Ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
- Chase Jr, M.W., "NIST-JANAF Thermochemical Tables", 4th Ed., Journal of Physical Chemical Reference Data, pp. 1-1951, 1998.
- "Garrett: Turbocharger Guide", Vol. 5, Honeywell Turbo Technologies, Torrance.
- Watson, N. and Jonata, M.S. "Turbocharging the Internal Combustion Engine", MacMillan Press LTD, New York, 1982.
- Heywood, J.B. "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, New York, 1988.
- Garrett, T.K., Newtonv K. and Steeds, W. "The Motor Vehicle", 13th Ed., Butterworth-Heinemann, Oxford, 2001.
- Korakianitis, T. and Sadoi, T. "Turbocharger-Design Effects on Gasoline-Engine Performance", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, No. 3, pp. 525-530, 2005.
- Kesgin, U. "Effect of Turbocharging System on the Performance of a Natural Gas Engine", Energy Conversion and Management, Vol. 46, No. 1, pp. 11-32, 2005.
- Westin, F. "Accuracy of Turbocharged SI-Engine Simulation", M.Sc. Thesis, Department of Machine