



Original Research

Turbocharger bearing housing temperature measurement at different engine operating conditions

Jafar Hashemi Daryan^{1*}, Hooman Cheraghmakani¹, Saeed Mousavi¹, Ali Etelaat¹,
Mohammad Nejat¹, Mahdi Maghsoudi²

¹ Irankhodro Powertrain Company (IPCo), Tehran, Iran

² Basatondshar Company, Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Experimental Test

Turbocharger

Bearing Housing

Internal Combustion Engine

ABSTRACT

Oil coking and turbine seal ring melting are among the main failure modes of engine turbochargers. During the turbocharged internal combustion engine development process, the cooling and lubrication system must be checked for appropriateness of the desired condition for turbocharger journal bearing and seal rings which the turbocharger manufacturer defines. In this study turbine and compressor journal bearings and turbine seal ring temperature were measured at different engine speeds and loads as well as coolant flow at engine hot shutdown conditions. Also, the effect of inlet coolant temperature and exhaust gas entering the turbine housing on bearing housing temperature was investigated. The experimental test shows that maximum heat transfer from the turbocharger to the coolant is at the engine's maximum power point. Among measured points, turbine sealing always has the highest, and Compressor journal bearing has the lowest temperature. Coolant and oil temperature are the main controllers of temperatures but exhaust gas temperature has a lower effect on temperature at the investigated point.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: j_hashemi@ip-co.com (J. Hashemi Daryan)

Received 2 April 2024; Accepted 10 May 2024

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Hashemi Daryan J, Cheraghmakani H, Mousavi S, Etelaat M, Nejat M, Maghsoudi M. Turbocharger bearing housing temperature measurement at different engine operating conditions. The Journal of Engine Research. 2024 Jun 21;71(2):30-9. doi: [10.22034/ER.2024.2025048.1039](https://doi.org/10.22034/ER.2024.2025048.1039)

اندازه‌گیری دمای محفظه یاتاقان پرخوران در شرایط مختلف عملکردی موتور

جعفر هاشمی داریان^{۱*}، هومن چراغ‌مکانی^۱، سعید موسوی^۱، علی اطلاعات^۱، محمد نجات^۱، مهدی مقصودی^۲

^۱ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران
^۲ شرکت بساندشار، تهران، ایران

چکیده

پختگی روغن و ذوب‌شدگی آب‌بندها از جمله حالت‌های خرابی پرخوران‌ها هستند. در مرحله توسعه موتورهای احتراق داخلی پرخوران، باید مناسب بودن وضعیت مجموعه‌های خنک‌کاری و روغنکاری در تأمین شرایط مناسب برای مجموعه یاتاقان‌ها و آب‌بندهای پرخوران که توسط سازنده مشخص می‌شود، بررسی شود. بررسی دمای محفظه یاتاقان در دور و بارهای مختلف موتور، بررسی اثر دمای سیال ورودی، اثر تغییرات دمای گازهای خروجی از چندراهه دود و ورودی به گردا و همچنین شار خنک‌کاری در حالت خاموشی گرم در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمون تجربی نشان می‌دهد بیشینه انتقال حرارت از سمت پرخوران به سیال خنک‌کننده آن در نقطه کاری بیشینه توان موتور است. در میان نقاط اندازه‌گیری شده، همواره آب‌بند گردا بیشترین و یاتاقان تنجار کمترین دما را دارد. در نقطه کاری بررسی شده، دمای سیال ورودی و روغن ورودی به محفظه گردا تنظیم‌کننده اصلی دمای یاتاقان‌ها است ولی در نقطه کاری بررسی شده، اثر دمای گاز ورودی به گردا بر تغییرات دمایی نقاط کمتر است.

اطلاعات مقاله

کلیدواژه‌ها:

آزمون تجربی
پرخوران
محفظة یاتاقان
موتور احتراق داخلی



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: j_hashemi@ip-co.com (جعفر هاشمی داریان)

دریافت ۱۴ فروردین ۱۴۰۳؛ پذیرش ۲۱ اردیبهشت ۱۴۰۳
شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Hashemi Daryan J, Cheraghmakani H, Mousavi S, Etelaat M, Nejat M, Maghsoudi M. Turbocharger bearing housing temperature measurement at different engine operating conditions. The Journal of Engine Research. 2024 Jun 21;71(2):30-9. doi: 10.22034/ER.2024.2025048.1039

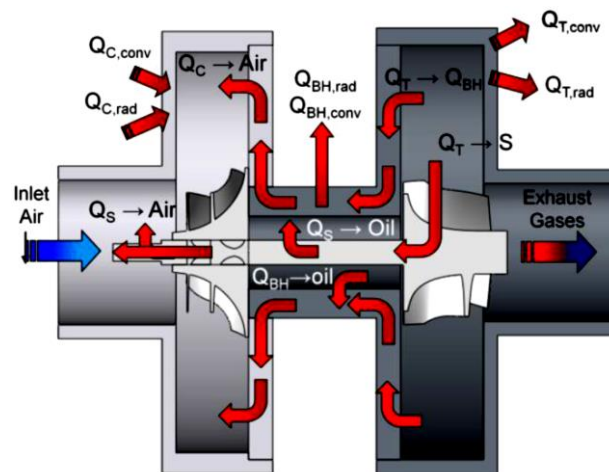
۱- مقدمه

حدود ۱۲ درصد از خرابی‌های پرخوران‌ها^۱ به داغ شدن روغن در محفظه یاتاقان مربوط می‌شود [۱]. همچنین دمای مه‌پاش شده در محفظه یاتاقان موجب خرابی آب‌بندهای پرخوران^۲ می‌شود و در نتیجه ورود روغن به گردا و تنجار (شکل ۱) و افزایش نشت بخار موتور^۳ مجموعه اتفاق خواهد افتاد. بنابراین خنک‌کاری محفظه یاتاقان به منظور جلوگیری از وقوع خرابی‌های اشاره شده دارای اهمیت است.



شکل ۱ ورود روغن به گردا و تنجار به دلیل خرابی آب‌بندها [۲]

مسیر انتقال حرارت از گازهای داغ ورودی گردا به محفظه یاتاقان بصورت شکل ۲ است. حرارت از طریق چرخ گردا، محور و همچنین از طریق بدنه گردا وارد محفظه یاتاقان و روغن می‌شود. این حرارت توسط روغن، سیال خنک‌کاری، همرفت و تابش بدنه محفظه یاتاقان و از طریق بدنه و چرخ تنجار به اطراف داده می‌شود. در شکل ۲ حرف Q نشان دهنده انتقال حرارت است. پائین‌نویس T, C, S و BH به ترتیب نشان‌دهنده توربین، تنجار، محور و محفظه یاتاقان است. همچنین پائین‌نویس conv و rad نشان‌دهنده نوع انتقال حرارت تابشی و همرفتی است.



شکل ۲ مسیر انتقال حرارت در محفظه یاتاقان و پرخوران [۳]

1 Turbochargers

2 Seals

3 Blow By

4 Turbine Wheel

در برخی طرح‌ها، به منظور مهار دمای مجموعه محفظه مرکزی یا محفظه یاتاقان، در این قطعه آبگرد تعبیه می‌شود. همچنین جریان روغن در این قطعات بخشی از انتقال حرارت را بر عهده دارد.

علویون^۱ [۴] توزیع دمای پرخوران در اتاق آزمون و در خودرو را بصورت تجربی اندازه‌گیری کرد. اثر انتقال حرارت بر بازدهی تنجار و بررسی اثر شرایط مرزی خودرویی بر مقادیر اندازه‌گیری شده دما از نتایج این بررسی است. نتایج اندازه‌گیری محفظه یاتاقان نشان می‌دهد که اختلاف دمای روغن و محفظه در حالت بیشینه ۲۵ درجه سانتیگراد است. علویون [۵] همچنین اثر استفاده از تلمبه آب برقی بر دمای محفظه یاتاقان را بررسی کرد. نتایج آن نشان داده که مقدار افزایش دمای محفظه یاتاقان در نزدیکی گردا بدون تلمبه حدود ۶۰ درجه سانتیگراد و با تلمبه حدود ۱۰ درجه سانتیگراد است.

لیو^۲ و همکاران [۶] در سال ۲۰۲۲ اثر تغییر پارمترهای مختلف بر دمای پوسته یاتاقان را بررسی نمودند. آنها با استفاده از روش FAHP^۳ عملکرد طراحی خنک‌کاری یاتاقانها را بررسی نمودند. نتایج آزمون‌های آنها نشان می‌دهد که افزایش سرعت سیال عبوری از محفظه یاتاقان اثر کاهشی و افزایش دمای سیال و دمای گازهای خروجی اثر افزایشی بر دمای یاتاقان دارد. از آنجا که انتقال حرارت جوششی در سطح محفظه سیال خنک‌کن عاملی مهم است، در نتیجه فشار سیال نیز در دمای محفظه یاتاقان تاثیرگذار است.

همچنین آقایی^۴ و همکاران [۷] در سال ۲۰۱۳ با استفاده از روش تجربی مدلی برای تخمین دمای سیال و سطوح ارائه دادند. این مدل در نقاط کاری مختلف موتور و شرایط انتقال حرارت دما را پیش‌بینی می‌کند. نتایج آنها نشان می‌دهد که دمای دیوار پرخوران تابعی از دمای گاز وردی به توربین، دمای محیط، شار حرارتی از روغن، شار حرارتی سیال و سرعت هوا در اطراف پرخوران است. در حالتی که پرخوران آب‌خنک است، دمای سیال ورودی تعیین کننده اصلی دمای دیواره و در نبود سیال، روغن این نقش را برعهده دارد.

لین^۵ و همکاران [۸] اثر استفاده از تلمبه آب برقی در هنگام خاموشی داغ موتور را بررسی نمودند. نتایج آزمون‌های آنها نشان می‌دهد که در چیدمان پیشنهاد شده شار سیال ۱۲۰۰ لیتر بر ساعت موجب کاهش دما به مقدار مطلوب شده و در عین حال مصرف برق زیادی ندارد و بیشتر کردن شار سیال اثر قابل توجهی بر دمای سیال پرخوران ندارد.

میتاتا^۶ و همکاران [۹] سازوکار پختگی روغن در محفظه یاتاقان را تشریح کردند. نتایج آزمون‌های آنها نشان می‌دهد که تجمع ذرات غیر قابل حل عامل کلیدی در پختگی روغن است. در موتورهای بنزینی این ذرات تعیین کننده دمای پختگی هستند. در این موتورها دمای شروع پختگی حدود ۱۸۰ درجه سانتیگراد است که به غلظت ذرات غیر قابل حل وابستگی ندارد اما مقدار رسوب به غلظت ذرات در روغن وابسته است.

در این مطالعه، در سه نقطه مهم در داخل محفظه یاتاقان حسگر دما قرار داده شده است. ابتدا اثر تغییر دور موتور و بار موتور بررسی شده است. سپس آزمون خاموشی گرم برای اندازه‌گیری بیشینه دما انجام شد. اثر دمای سیال ورودی به محفظه یاتاقان و دمای گازهای داغ ورودی گردا بر دمای نقاط مختلف محفظه یاتاقان بررسی شده است.

۲- آماده‌سازی آزمون

موتور مورد استفاده در این بررسی یک موتور اشتعال جرقه‌ای پاشش راهگاهی با سوخت CNG است و پرخوران استفاده شده بصورت آب خنک است. در شکل ۳ اتاق آزمون موتوری نشان داده شده است. اتاق آزمون شامل لگام ترمز و مجموعه تنظیم دمای سیال است. حسگرهایی که در این آزمون استفاده شدند شامل مواردی بدین شرح اند:

¹ Alaviyoun

² Liu

³ Fuzzy Analytic Hierarchy Process

⁴ Aghaali

⁵ Lin

⁶ Miyata

- دور موتور
 - گشتاور موتور
 - دمای سیال خنک کننده در ورودی و خروجی پرخوران
 - دمای روغن در ورودی و خروجی پرخوران
 - شار سیال عبوری از پرخوران
 - دمای گازهای ورودی به گردا
 - دمای سطح محفظه یاتاقان در سه نقطه: آب‌بند سمت گردا (T_S)، یاتاقان^۱ سمت گردا (T_J) و یاتاقان سمت تنجار (C_J) (محل این حسگرها در شکل ۴ نشان داده شده است)
- حسگرهای دمای استفاده شده در محفظه یاتاقان دماسنج نوع K هستند. در تمامی آزمون‌های انجام شده پس از پایداری داده‌های آزمون، داده برداری با نرخ یک داده در ثانیه انجام شده است. نتایج گزارش شده متوسط داده برداری در مدت ۶۰ ثانیه است. معیار پایداری داده‌ها، تغییرات کمتر از ۰٫۵ درصد در دمای سیال، روغن و دمای گازهای خروجی موتور است.

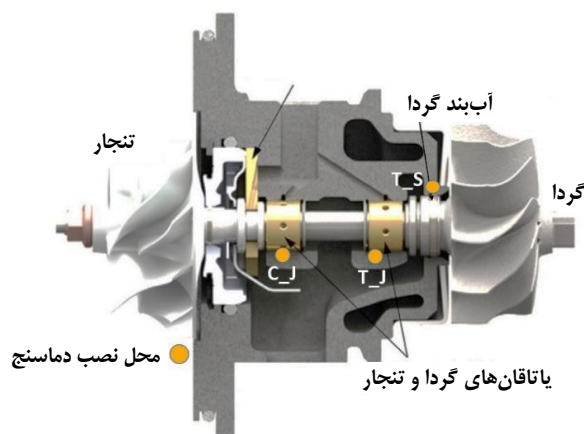


شکل ۳ نمای اتاق آزمون

- در این مطالعه ۵ نوع آزمون انجام گرفت که بدین شرح اند:
- آزمون بررسی انتقال حرارت به سیال خنک‌کاری در پرخوران: در این آزمون نقشه انتقال حرارت داده شده به سیال خنک‌کاری در پرخوران تهیه شد.
 - آزمون بررسی تغییر دور و بار موتور: در این آزمون در دور ۲۰۰۰ دور در دقیقه (د.د.د.) و ۶۰۰۰ د.د.د. بار موتور از ۲ BMEP بار تا ۱۸ بار افزایش داده شد. در آزمون بعدی، در ۸ BMEP بار و ۱۵ بار، دور موتور از ۲۰۰۰ د.د.د. تا ۶۰۰۰ د.د.د. افزایش داده شد.
 - آزمون خاموشی گرم: در این آزمون بعد از چند دقیقه کارکرد در توان بیشینه، موتور خاموش می‌شود. بعد از خاموشی در حالت گرم، دمای سطوح به دلیل انتقال حرارت از سمت قطعات گرم از جمله پوسته گردا، افزایش می‌یابد.

¹ Journal Bearing

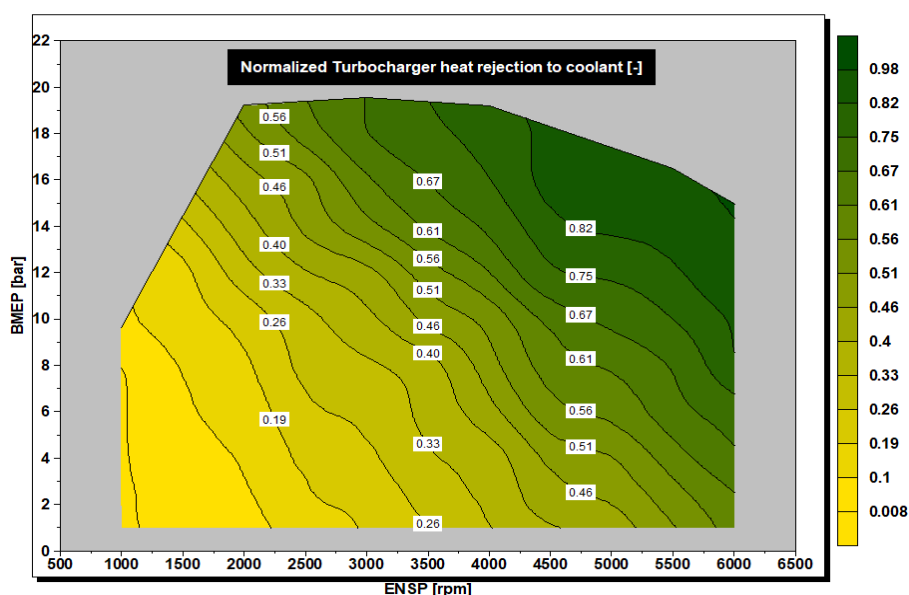
- آزمون بررسی اثر دمای ورودی سیال خنک‌کننده به پرخوران: در این آزمون در نقطه توان بیشینه موتور، دمای سیال ورودی به محفظه از ۹۰ به ۱۱۰°C افزایش داده شد.
- آزمون بررسی اثر دمای گاز ورودی به پرخوران: در نقطه کاری توان بیشینه دمای گازهای ورودی به توربین حدود ۳۴°C افزایش داده شد.



شکل ۴ محل نصب حسگرهای دما [۱۰]

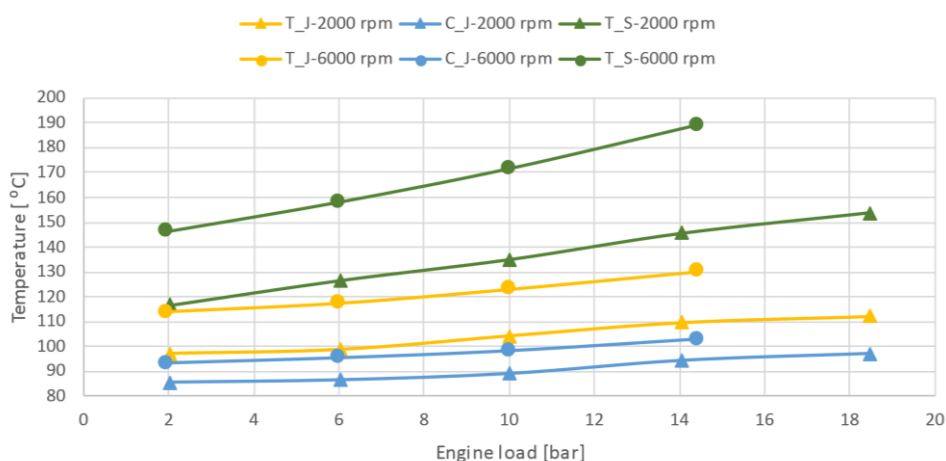
۳- نتایج و بحث

آزمون اندازه‌گیری انتقال حرارت به سیال خنک‌کاری در پرخوران: هدف از این آزمون ارزیابی مقدار انتقال حرارت در تمام نقاط عملکردی موتور (دورها و بارهای مختلف) به منظور انتخاب نقطه مناسب برای انجام بررسی‌های متغیری است. در نتایج آزمون نقشه انتقال حرارت به سیال خنک‌کننده در پرخوران (شکل ۵) نشان می‌دهد که بیشترین انتقال حرارت در نقطه بیشینه توان موتور است. این نقطه لزوماً بیشترین دمای گازهای خروجی را ندارد ولی بیشترین شار گازهای خروجی برای نقطه است. بیشترین دمای روغن ورودی به محفظه که در خنک‌کاری نقش دارد، برای نقطه است.



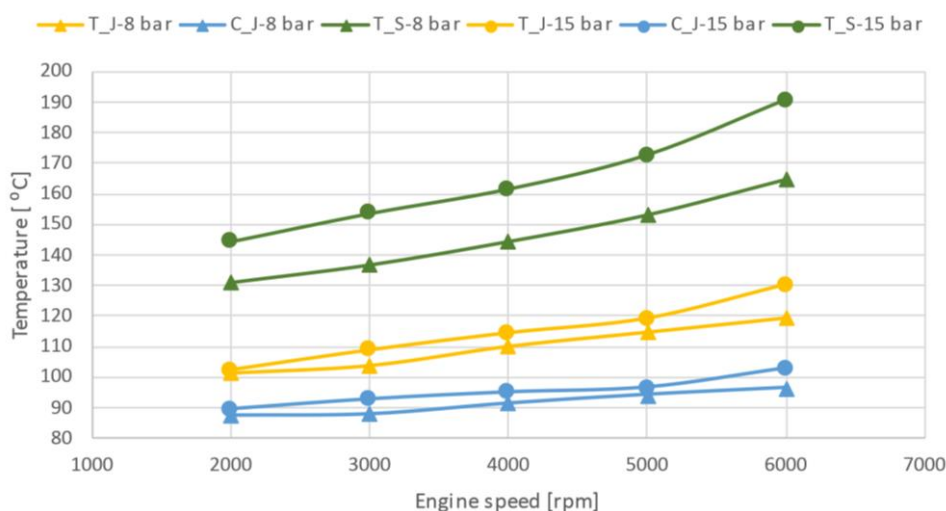
شکل ۵ نقشه انتقال حرارت از پرخوران به سیال خنک‌کاری

آزمون بررسی تغییر دور و بار موتور: نتایج آزمون تغییر بار (شکل ۶) نشان می‌دهد که دما بر حسب بار به حالت خطی نزدیک است. شیب نمودار در آب‌بند گردا بیشتر از یاتاقان‌ها است که نشان می‌دهد تابعیت بار در آب‌بند بیشتر از یاتاقان‌ها است.



شکل ۶ اثر تغییر بار موتور بر دما

نتایج آزمون تغییر دور موتور در بار ثابت (شکل ۷) نشان می‌دهد که دمای یاتاقان‌های گردا و تنجار بیشتر تابع دور موتور هستند تا بار موتور ولی آب‌بند گردا تابعیت بار و دور قابل توجه دارد ولی تابعیت دور بیشتر است.



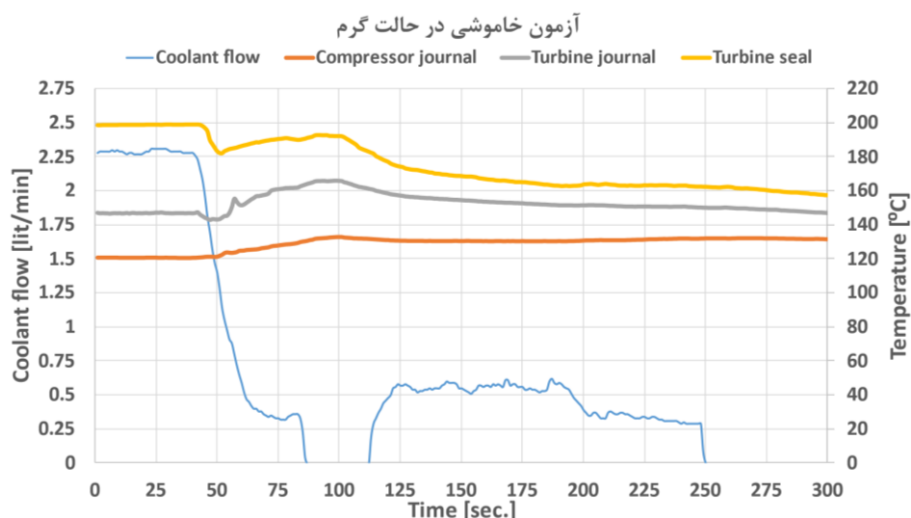
شکل ۷ اثر تغییر دور موتور بر دما

آزمون خاموشی گرم: در این آزمون بعد از چند دقیقه کارکرد در توان بیشینه، موتور خاموش می‌شود. بعد از خاموشی در حالت گرم، دمای سطوح به دلیل انتقال حرارت از سمت قطعات گرم از جمله پوسته گردا، افزایش می‌یابد. در جدول ۱ مقادیر بیشینه دما در حالت پایا در نقطه بیشینه توان و دمای آب 110°C در ورودی پرخوران و بعد از خاموشی موتور آورده شده است. بیشینه دمای سطوح بعد از خاموشی گرم نشان می‌دهد که دمای یاتاقان گردا ۱۹ درجه سانتیگراد و دمای یاتاقان تنجار ۱۲ درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد. بیشینه دمای آب‌بند سمت گردا بعد از خاموشی کاهش دارد.

جدول ۱ بیشینه دمای نقاط در حالت پایا و بعد از خاموشی موتور

یاتاقان گردا	یاتاقان تنجار	آب‌بند گردا	دما (سانتی‌گراد)
۱۴۷	۱۲۱	۱۹۸	بیشینه دما در حالت پایا
۱۶۶	۱۳۳	۱۹۲	بیشینه دما بعد از خاموشی گرم
+۱۹	+۱۲	-۶	مقدار افزایش/کاهش دما

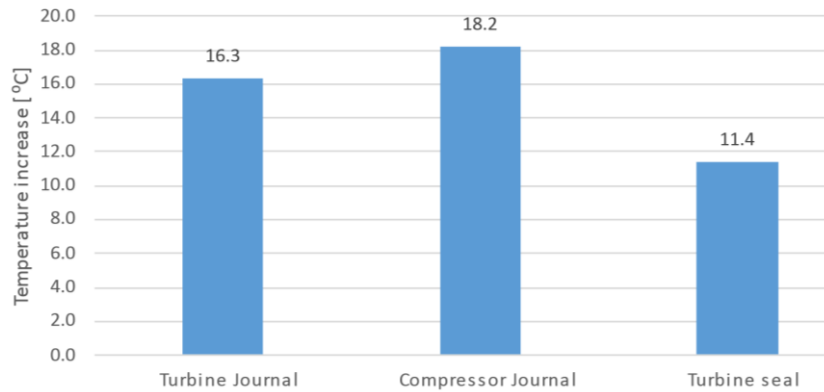
همانطور که در شکل ۸ دیده می‌شود بعد از خاموشی موتور بعد از چند ثانیه همچنان سیال خنک‌کاری در پرخوران جریان دارد. دلیل این جریان چرخش طبیعی در مدار خنک‌کاری به دلیل تفاوت دمایی قابل توجه در بخش‌های مختلف است. این جریان موجب کاهش قله افزایش دما بعد از خاموشی گرم می‌شود. وجود شار سیال بعد از خاموشی موتور موجب کاهش قله افزایش دمای بعد از خاموشی موتور می‌شود. بنابراین بعد از حالت رانندگی در شرایط سخت، خاموش کردن ناگهانی موتور اثر نامطلوب کمتری بر پدیده پختگی روغن در محفظه یاتاقان خواهد گذاشت. همچنین نتیجه آزمون نشان می‌دهد که با استفاده از طراحی برای گردش طبیعی سیال تا حدی می‌توان نیاز به تلمبه آب اضافی را برطرف نمود. البته برای بررسی دقیق نیاز به آزمون‌های مقایسه‌ای کامل‌تری است.



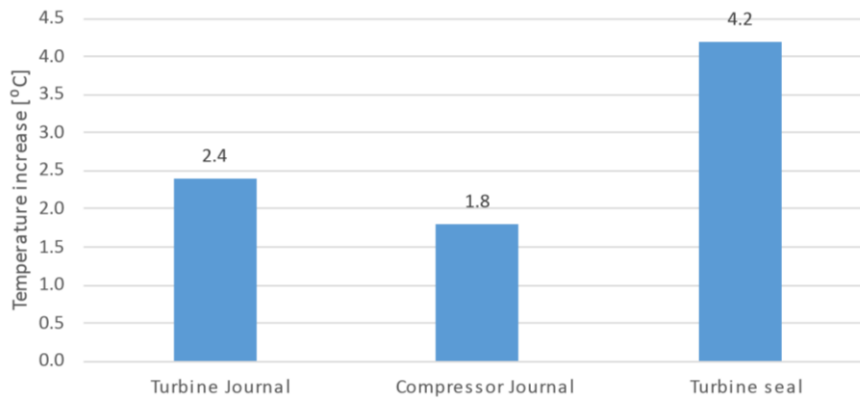
شکل ۸ دمای محفظه در آزمون خاموشی گرم

آزمون بررسی اثر دمای ورودی سیال خنک‌کننده به پرخوران: در شکل ۹ اثر تغییر دمای سیال ورودی به محفظه یاتاقان بررسی شده است. در این آزمون در نقطه توان بیشینه موتور، دمای ورودی به محفظه از ۹۰ به ۱۱۰°C افزایش داده شد. نتایج نشان می‌دهد که دما در ناحیه یاتاقان تنجار ۱۸,۲ درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد که تقریباً نزدیک به همان مقدار افزایش دمای سیال است. کمترین تاثیر مربوط به ناحیه آب‌بند گردا است که ۱۱,۴ درجه افزایش یافته است. این آزمون نشان می‌دهد که دمای یاتاقان‌ها کاملاً از دمای سیال (و در نتیجه دمای روغن) تاثیر می‌گیرند ولی تاثیر آن روی آب‌بند گردا کمتر است.

آزمون بررسی اثر دمای گاز ورودی به پرخوران: در شکل ۱۰ اثر تغییر دمای گازهای ورودی به گردا در نقطه توان بیشینه بررسی شده است. در حالی که دمای ورودی به گردا در حدود ۳۴ درجه سانتیگراد افزایش داده شد، دمای آب‌بند سمت گردا فقط ۴,۲ درجه بالا رفته است. نتایج نشان می‌دهد که دمای نواحی مورد بررسی اثر کمتری از دمای آگروز می‌گیرند و در میان آنها آب‌بند گردا تاثیرپذیری بیشتری داشته است.

افزایش دما در اثر 20°C افزایش دمای سیال خنک کاری (روغن)

شکل ۹ دمای محفظه با تغییر دمای سیال خنک کننده

افزایش دما در اثر 34°C افزایش دمای گازهای ورودی به توربین

شکل ۱۰ دمای محفظه با تغییر دمای گاز ورودی گردا

۴- نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده از این آزمون تجربی به شرح زیر است:

- بیشینه انتقال حرارت از سمت پرخوران به سیال خنک کننده آن در نقطه کاری بیشینه توان موتور است.
- در میان نقاط اندازه‌گیری شده، همواره آب‌بند گردا بیشترین و یاتاقان تنجار کمترین دما را دارد.
- جریان گردش طبیعی سیال در پرخوران در حال خاموشی گرم اثر مثبتی روی کاهش قله افزایش دما بعد از خاموشی گرم دارد.
- در نقطه کاری بررسی شده، دمای سیال ورودی و روغن ورودی به محفظه گردا کنترل کننده اصلی دمای یاتاقان‌ها است.
- در نقطه کاری بررسی شده، اثر دمای گاز ورودی به گردا بر تغییرات دمایی نقاط کمتر است.

تشکر و قدردانی

نویسندگان از تمامی کارکنان آزمایشگاه موتور شرکت ایپکو تشکر و قدردانی می‌نمایند.

References

- [1] DELLÍS P, RETZÍOS E, GERALÍS A, GASPARAKÍS E, PESIRÍDÍS A. Turbocharger Lubrication-Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure/Turboşarj Yağlama-Yağlama Davranışı ve Turboşarj Arızasına Neden Olan Faktörler. International Journal of Automotive Engineering and Technologies. 2013 Apr 2;2(1):40-54.
- [2] Hashemi J. Turbocharged engines validation tests, IPCO: 1401. [In Persian]
- [3] Romagnoli A, Martinez-Botas R. Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation. Applied Thermal Engineering. 2012 May 1;38:58-77.
- [4] Alaviyoun SS, Ziabasharhagh M. Experimental thermal survey of automotive turbocharger. International Journal of Engine Research. 2020 Jun;21(5):766-80. doi: [10.1177/1468087418778987](https://doi.org/10.1177/1468087418778987)
- [5] Alaviyoun S, Ziabasharhagh M. Experimental study of internal combustion engine turbocharger temperature considering the effect of electric water pump in a thermal penetration test. Modares Mechanical Engineering: 1396. [In Persian]
- [6] Liu B, Zhang B, Cui S. Effects of Different Influencing Factors on Temperature Distributions and Cooling Performance of Turbocharger Bearing Casing. Processes. 2022 Oct 18;10(10):2121. doi: [10.3390/pr10102121](https://doi.org/10.3390/pr10102121)
- [7] Aghaali H, Amgstorm H, Temperature estimation of turbocharger working fluids and walls under different engine loads and heat transfer conditions. SAE: 2013-24-0123. doi: [10.4271/2013-24-0123](https://doi.org/10.4271/2013-24-0123)
- [8] Lin H, Chang Y, et al. Oil coking prevention using electric water pump for turbocharged spark ignition engines. Mathematical problems in engineering; 2014. doi:[10.1155/2014/498624](https://doi.org/10.1155/2014/498624)
- [9] Miyata I, Hirano S, et al. Mechanism of turbocharger cocking in gasoline engine. SAE: 2015-01-2029. doi: [10.4271/2015-01-2029](https://doi.org/10.4271/2015-01-2029)
- [10] Lee I, Hong S, Kim K, Choi B. Analytical and experimental identification of mechanical friction losses of automotive turbocharger in small gasoline engine. KSAE. 25(2017):533-40. doi: [10.7467/KSAE.2017.25.5.533](https://doi.org/10.7467/KSAE.2017.25.5.533)