

محاسبه دمای گذرای پیستون موتور SI با استفاده از تحلیل حرارتی

محفظه احتراق به روش مقاومت-خازن

امیرحسین کاکایی^۲

دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران

(تاریخ دریافت: ۸۸/۱۲/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۸۹/۰۷/۰۵)

جواد قارلقی^۱

شرکت ایران خودرو

چکیده

در این تحقیق، انتقال حرارت در پیستون موتور اشتعال جرقه‌ای محاسبه شده است. به منظور شبیه‌سازی انتقال حرارت در محفظه احتراق و محاسبه دمای گذرای پیستون در یک سیکل بسته، به صورت هم‌زمان بر اساس مدل شبکه حرارتی مقاومت-خازن، ۲۴ معادله انتقال حرارت با مدل دو ناحیه‌ای احتراق حل می‌شود. مدل استفاده شده به خوبی دمای دیواره‌های محفظه احتراق را پیش‌بینی کرده و چون برای هر یک از متغیرهای مدل عباراتی برحسب هندسه موتور، متغیرهای عملکردی موتور و مشخصات مواد به کار گرفته شده، قابلیت استفاده برای موتورهای متفاوت را دارا می‌باشد. مجموعه عملیات شبیه‌سازی بوسیله برنامه‌ای که در نرم افزار MATLAB نوشته شده، انجام شده و نتایج با داده‌های تجربی موتور EF7.TC اعتباردهی شده است.

واژه‌های کلیدی: شرایط مرزی حرارتی، شبکه حرارتی مقاومت-خازن، پیستون، مدل دو ناحیه‌ای احتراق

Transient Simulation of a SI Engine Piston Temperature, Using Combustion Chamber Thermal Analysis and Resistor-Capacitor Method

J. Gharloghy
Iran-Khodro Co.

A. H. Kakaee
Iran Univ. of Sci. and Tech.

ABSTRACT

In this study, the SI engine piston heat transfer is calculated. In order to simulate the combustion chamber heat transfer and the transient temperature of the piston, a resistor-capacitor model for wall temperature prediction is used. Twenty four heat transfer equations coupled with two-zonal combustion model were solved simultaneously, based on the resistor-capacitor thermal network model. The model predicts the wall temperature well. For each model parameter, an expression as a function of the engine geometry, operational parameters, and material properties were derived to make the model applicable to other similar engines. The simulations were performed writing a computer program on MATLAB and the results were validated using the experimental data of the EF7.TC engine.

Keywords: Thermal Boundary Condition, Resistor-Capacitor Thermal Network, Piston, Two-zone Combustion Model

۱- کارشناس فنی (نویسنده پاسخگو): J.Gharloghy@ikco.com

۲- استادیار: Kakaee_ah@iust.ac.ir

۱- مقدمه

بارهای حرارتی از جمله بارهای پیچیده و مهم تحلیل مسائل جامداتی می‌باشند. شناسایی و تعیین مقدار دقیق این بارها، مستلزم تعیین توزیع دقیق میدان دمایی در جسم است. تعیین توزیع و محاسبه میدان دما در قطعات، همواره از بحث‌های مهم طراحی موتور بشمار می‌آید. در برخی از مسائل مهندسی، تنش‌های ناشی از بارهای حرارتی که در اثر توزیع دما ناشی می‌شود، به مراتب از بارهای مکانیکی بیشتر و از اهمیت بالاتری برخوردار است [۱-۲].

محاسبه توزیع دمای پیستون به منظور کنترل تنش‌ها و تغییر شکل‌های حرارتی در محدوده مجاز از اهمیت بالایی برخوردار است. توزیع دمای پیستون امکان طراحی بهینه پیستون به لحاظ انتقال حرارت و کنترل تنش‌های حرارتی، قبل از اینکه نمونه اولیه ساخته شود را با کمترین هزینه‌ها، فراهم می‌سازد. بیشترین دمای هر نقطه از پیستون نباید از ۶۶٪ دمای ذوب آلیاژ مربوطه بیشتر شود. این محدوده دمایی برای آلیاژ پیستون موتورهای امروزی حدود ۶۴۰ کلون است [۳]. تاج پیستون از جمله داغ‌ترین بخش‌های یک موتور احتراق داخلی است. به همین علت در درجه اول سیستم خنک‌کاری وظیفه دارد که دمای تاج پیستون را در حد مطلوب نگه دارد زیرا اگر دمای تاج پیستون از حد بهینه خود بالاتر رود باعث افت کارایی (ایجاد کوبش^۱ در موتور) و در نهایت موجب آسیب دیدگی پیستون خواهد شد. از طرفی افت بیش از حد دمای پیستون باعث افزایش اتلاف حرارتی از آن می‌شود. لذا با توجه به این نکات توصیه شده است که پیستون موتور احتراقی در محدوده بیشینه دمای کارکرد خود کار کند و نباید نرخ خنک‌کاری موتور طوری باشد که دمای پیستون را بیش از حد پایین آورد. بنابراین آنالیز حرارتی پیستون در طراحی یک موتور با تلفات حرارتی پایین و دوام مناسب از اهمیت بسیاری برخوردار است [۴-۵].

مدل پارامتر کلوخه‌ای^۲، روشی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار استاتیکی و دینامیکی سیستم‌های حرارتی است. انتقال حرارت از میان ظرفیت‌های کلوخه‌ای و مقاومت‌های حرارتی صورت می‌گیرد و به همین دلیل این روش شبیه‌سازی را مدل

مقاومت- خازن می‌نامند. اگرچه مدل مقاومت- خازن بصورت گسترده‌ای برای سیستم‌های حرارتی مختلف استفاده شده است، اما استفاده از این مدل در موتورهای احتراق داخلی، اخیراً رایج شده است [۶]. در روش پارامتر کلوخه‌ای، قسمت‌های مختلف موتور به تعداد محدودی گره^۳ تقسیم شده که هر گره بصورت همدمای^۴ فرض می‌شود. به طور کلی افزایش تعداد گره‌ها، دقت کار را بالا می‌برد اما در عوض بر پیچیدگی و زمان بر بودن حل می‌افزاید.

عدد بایو^۵ که عبارت است از نسبت مقاومت هدایتی به مقاومت جابجایی در یک ناحیه، مشخص کننده این است که کدام ناحیه را می‌توان همدمای در نظر گرفت و یا باید آن را به گره‌های مجزا تقسیم کرد [۷]. اگر عدد بایو مربوط به یک گره بسیار کمتر از یک باشد، آن گره را می‌توان با دقت قابل قبولی، همدمای فرض کرد.

در کارهایی که اخیراً در تحلیل حرارتی پیستون صورت گرفته، وانلی^۶ و همکاران با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل سه‌بعدی همزمان پیستون-روغن-لایرنر، به شبیه‌سازی حرارتی پیستون پرداخته‌اند. گسسته‌سازی سه‌بعدی با این فرضیه صورت پذیرفته است که فیلم روغن به صورت مقاومت حرارتی یک‌بعدی عمل می‌کند [۸].

در تحقیقی دیگر، هاری گایا و تودا^۷ به بررسی اثر سرعت شعله بر شار حرارتی در محفظه احتراق پرداخته‌اند. آن‌ها با استفاده از روش دو ناحیه‌ای، دمای گاز را محاسبه کرده و با استفاده از یک روش آزمایشگاهی، شارحرارتی در نقاط مختلف محفظه احتراق را محاسبه کرده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت شعله میزان بیشینه شارحرارتی کاهش می‌یابد. آنان همچنین، یک رابطه تجربی بین عدد نوسلت (با مبنای ضریب انتقال حرارت محلی) و عدد رینولدز (بر مبنای سرعت شعله) بدست آورده‌اند [۹].

اصفهانیان، جواهری و غفارپور با استفاده از نرم‌افزارهای KIVA_3V و NASTRAN به بررسی اثر شرایط مرزی بر رفتار حرارتی پیستون پرداخته‌اند. سه روش تحلیل آن‌ها عبارتند از: استفاده از مقادیر متوسط سطحی و زمانی برای

3- Node

4- Isothermal

5- Biot Number

6- Wanli

7-Harigaya & Toda

1- Knock

2- Lumped Parameter

$$\frac{dT}{d\theta} = T \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} \right). \quad (۲)$$

روابط حاکم بر مرحله انبساط نیز مشابه روابط حاکم در سیکل تراکم می‌باشد.

با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته و مشتق‌گیری از معادله حالت گاز و ترکیب معادلات، در نهایت معادلات زیر برای محاسبه فشار و دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته در مرحله احتراق، بدست می‌آید (فشار داخل سیلندر برای دو ناحیه یکنواخت فرض شده است). [۱۰-۱۱]:

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{V_u}{m_u C_{pu}} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{m_u C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta}, \quad (۳)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{P}{R_b m_b} \left[\frac{dV}{d\theta} - \left(\frac{R_b m_b}{P} - \frac{R_u m_u}{P} \right) \frac{dm_b}{d\theta} - \right. \quad (۴)$$

$$\left. \frac{R_u m_u}{PC_{pu}} \frac{dP}{d\theta} - \frac{R_u}{PC_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta} + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\theta} \right],$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left\{ \left(1 + \frac{C_{vb}}{R_b} \right) P \frac{dV}{d\theta} + \left[(u_b - u_u) - C_{vu} (T_b - \frac{R_u T_u}{R_b}) \right] \frac{dm_b}{d\theta} + \right. \quad (۵)$$

$$\left. \left(\frac{C_{vu}}{C_{pu}} - \frac{C_{vb}}{R_b} \frac{R_u}{C_{pu}} \right) \frac{dQ_u}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \right\} / \left(\frac{C_{vu} V_u}{C_{pu}} - \frac{C_{vb} R_u V_u}{R_b C_{pu}} + \frac{C_{vb} V}{R_b} \right).$$

در این روابط، اندیس b نشانگر ناحیه سوخته و اندیس u نشانگر ناحیه نسوخته است [۱۰-۱۱].

به منظور محاسبه مجهولات دما و فشار، از روش عددی رانج-کوتا^۲ استفاده شده است.

در عمل، چنین فرض می‌شود که اشتعال زمانی آغاز می‌گردد که حجم هسته اولیه شعله از یک هزارم حجم کل محفظه احتراق در آن لحظه تجاوز نماید. برای تخمین دمای هسته اولیه شعله، رابطه تجربی ذیل قابل استفاده می‌باشد [۱۲-۱۳]:

$$T_{Kemel} = T + (2500 \times \phi \times x_f) \quad \text{for } \phi \leq 1, \quad (۶)$$

$$T_{Kemel} = T + (2500 \times \phi \times x_f) - (700 \times x_f (\phi - 1)) \quad \text{for } \phi \geq 1.$$

در روابط فوق، x_f کسر جرمی سوخت و ϕ نسبت هم‌ارزی می‌باشد.

تعداد زاویه لنگ برای آنکه حجم هسته اولیه شعله برابر یک هزارم حجم کل سیلندر گردد را زاویه تأخیر در اشتعال^۳ می‌نامند. برای محاسبه تأخیر در اشتعال مدل‌های متعددی

دمای تاج پیستون، مقادیر محلی متوسط زمانی برای دمای تاج پیستون و استفاده از مقادیر کاملاً گذرای محلی برای دمای تاج پیستون. آن‌ها نشان داده‌اند که استفاده از شرایط مرزی محلی و متوسط زمانی به عنوان شرایط مرزی سمت احتراق پیستون تقریبی مناسب و مهندسی است [۱-۳].

در کار حاضر، شبیه‌سازی حرارتی پیستون با دقت بالا و محاسبه دقیق شرایط مرزی ناحیه رینگ‌ها و تاج پیستون به روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومتی و حل همزمان معادلات با معادلات مدل احتراق دو ناحیه‌ای^۱ برای دو سوخت گاز و بنزین انجام گرفته است. در این تحقیق، در کنار شبیه‌سازی حرارتی محفظه احتراق، عملکرد موتور در دو حالت سوخت گاز و بنزین بررسی شده و نتایج با نتایج آزمایش موتور در مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) مقایسه شده است.

۲- مدل احتراق دو ناحیه‌ای

احتراق در موتور، فرآیندی بسیار پیچیده می‌باشد که بطور کامل شناخته نشده است. مدل‌های ساده شده‌ای برای توصیف این پدیده پیچیده استفاده می‌شود. اگرچه این مدل‌ها همیشه جزئیات فرآیند احتراق را تشریح نمی‌کنند، اما قادرند متغیرهای اصلی و مهم کارکرد موتور مانند فشار، دما، سوخت، کوبش، سرعت موتور و غیره را به صورت نسبتاً دقیق مرتبط سازند.

از آنجا که در این تحقیق، هدف تحلیل حرارتی پیستون است و بررسی آلاینده‌ها و کوبش در موتور مد نظر نیست، لذا بمنظور شبیه‌سازی احتراق، از یک مدل احتراق دو ناحیه‌ای استفاده شده است.

بررسی انتقال حرارت در یک سیکل بسته صورت گرفته، بنابراین با صرف‌نظر از دو مرحله مکش و تخلیه، مدل‌سازی در مراحل تراکم، احتراق و انبساط انجام شده است.

با صرف‌نظر از نشتی از درزها و شکاف‌ها و همچنین استفاده از معادله حالت گاز، معادلات زیر برای محاسبه فشار و دما در مرحله تراکم بدست می‌آیند [۱۰-۱۱]:

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[\gamma P \frac{dV}{d\theta} + (1 - \gamma) \frac{dQ_m}{d\theta} \right] / V, \quad (۱)$$

2- Runge-Kutta
3- Ignition Delay

1- Two-zone Combustion

جدول (۱): مقادیر SL₀ و \mathcal{E} برای سوخت متان در نسبت‌های هم ارزی متفاوت [۱۴].

ϕ	Pi atm	SL ₀ cm/s	\mathcal{E}
1.0	1.0	35	0.2
0.8-1.2	1-8	----	0.17-0.19

برای تبدیل سرعت آرام به آشفته، از ضریبی به‌عنوان ضریب شعله استفاده می‌شود، که این ضریب تابعی از چندین کمیت می‌باشد که به پیشنهاد کوهل^۱ $ff = 0.0017 - 0.002$ تخمین زده شده است [۱۴].

$$u_T = (1 + (ff \times n)) \times S_{L,0} \quad (12)$$

مشخصات هندسی پیشروی شعله در محفظه احتراق از مدل آناند^۲ بدست آمده است [۱۵].

انتقال حرارت گاز به دیواره‌ها بخصوص در طی مرحله احتراق از لحاظ راندمان حرارتی موتور، یک مورد منفی و از لحاظ خنک‌کاری قطعات از جمله پیستون، مفید است. در مدل‌های ترمودینامیکی از روابط نیمه‌تجربی با توجه به شرایط کاری موتور، نرخ انتقال حرارت محاسبه می‌شود. در این تحقیق، بمنظور محاسبه ضریب انتقال حرارت، از مدل وشنی^۳ استفاده شده است. این مدل از ارتباط بین اعداد رینولدز و نوسلت استنتاج شده است.

$$Nu = 0.035 * Re^{0.8} \quad (13)$$

پس از وارد کردن ابعاد و مشخصات عملکردی موتور، می‌توان برای همه زوایای چرخشی میل لنگ، ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای داخل سیلندر را بر حسب زاویه لنگ به صورت رابطه زیر بدست آورد:

$$h_c = 3.26b^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} W^{0.8} \quad (14)$$

در این رابطه، b قطر سیلندر برحسب متر، P فشار سیلندر در هر لحظه از زاویه میل لنگ برحسب کیلوپاسکال، T دمای سیلندر در هر زاویه لنگ برحسب کلون و W پارامتر سرعت می‌باشد که تابعی از سرعت پیستون و اختلاف فشار داخل سیلندر با فشار داخل سیلندر در حالت بدون احتراق است.

ارائه شده است. در این تحقیق، از مدل زیر استفاده می‌شود [۱۲]:

$$V_{kernel} = \frac{2}{3} \pi r_f^3 \quad (7)$$

$$Ignition Delay = \frac{360 \times n \times r_f}{u_T} \quad (8)$$

در روابط بالا، V_{kernel} حجم اولیه هسته شعله، r_f شعاع هسته شعله، u_T سرعت شعله آشفته و n سرعت موتور برحسب دور بر ثانیه می‌باشد.

برای محاسبه سرعت شعله آرام از رابطه توانی زیر استفاده شده است:

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (9)$$

که در آن، T_0 و p_0 درجه حرارت و فشار مرجع و $S_{L,0}$ و α و β برای یک سوخت معین و نسبت هم ارزی مشخص، ثابت می‌باشند. برای بنزین (یک بنزین مرجع با متوسط وزن مولکولی ۱۰۷ و نسبت H/C برابر ۱/۶۹)، این ثابت‌ها می‌توانند به صورت زیر نشان داده شوند:

$$\alpha_g = 2.4 - 0.271\phi^{3.51}, \quad \beta_g = -0.357 + 0.14\phi^{2.77} \quad (10)$$

$$S_{L,0} = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2,$$

که در آن، اندیس g نماد بنزین و ϕ_m نسبت هم ارزی است و $S_{L,0}$ حداکثر برابر B_m می‌باشد. متغیرهای B_m ، B_ϕ ، ϕ_m برای بنزین به ترتیب برابر ۰/۱۲۱، ۰/۳۰۵ و ۰/۵۴۶- متر بر ثانیه می‌باشند [۱۴].

برای متان، معادلات (۱۰) همبستگی مناسبی با داده‌های تجربی در محدوده p و T_u مربوط به موتورها ندارند. با وجود این، اطلاعات سرعت سوختن آرام از آزمایش بمب کروی حجم ثابت، در امتداد یک مسیر آیزنتروپیک گاز نسوخته، هنگام افزایش فشار در بمب در طول احتراق، به‌دست آمده است. تغییرات در سرعت سوختن آرام و در امتداد چنین گازهای نسوخته‌ی آیزنتروپیک متناسب با قانون توانی زیر می‌باشد [۱۴]:

$$S_{L,S} = S_{L,0} \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)_S^\epsilon \quad (11)$$

مقادیر SL₀ و \mathcal{E} در جدول ۱ به طور خلاصه عنوان شده است.

1- Kuhl

2- Annand

3- Woschni

در روش مقاومت-خازن از شش نوع مقاومت حرارتی به شرح زیر استفاده می‌شود:

الف) مقاومت هدایتی محوری^۳:

$$R = \frac{L}{KA}, \quad (20)$$

ب) مقاومت هدایتی شعاعی^۴:

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi HK}, \quad (21)$$

پ) مقاومت همرفتی^۵:

$$R = \frac{1}{hA_s}, \quad (22)$$

ت) مقاومت تشعشی خطی شده:

$$R = \frac{T_2 - T_1}{\varepsilon \sigma F_{12} A_s (T_2^4 - T_1^4)}, \quad (23)$$

ث) مقاومت جریان (گره ورودی):

$$R = \frac{1}{m_{in} C_{p,in}}, \quad (24)$$

ج) مقاومت جریان (گره خروجی):

$$R = \frac{1}{m_{out} C_{p,out}}. \quad (25)$$

در روابط فوق، K ضریب هدایت حرارتی، L فاصله بین دو گره، A سطح مقطع عبور شار حرارتی، r_2, r_1 شعاع داخلی و خارجی گره‌ها، H ارتفاع سیلندر، h ضریب انتقال حرارت همرفتی، A_s سطح مقطع در معرض انتقال حرارت همرفتی، ε قابلیت انتشار، σ ثابت استفان بولتزمن، F12، ضریب شکل، m جرم و C_p گرمای ویژه فشار ثابت می‌باشد [۶].

پس از اینکه معادله (۱۹) برای هر گره بصورت مجزا نوشته شود، دستگاه معادلات خطی (۲۰) که بصورت ضمنی حل می‌گردد، حاصل می‌شود [۶]:

$$\left([G] + \frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T\} = \{F\} + \left(\frac{[C]}{\Delta t} \right) \{T_{old}\}, \quad (26)$$

که در آن، [G] ماتریس هدایت، $G_{ij} = 1/R_{ij}$ ، [C] ماتریس قطری ظرفیت، $C_{ii} = m_i c_{p,i}$ و {F} بردار نیرو است که برای تبدیل انرژی محاسبه می‌شود. دسته معادلات (۲۰) به صورت ضمنی برای تعیین بردار {T} حل می‌شود.

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P V_r} (P - P_m), \quad (15)$$

$$C_1 = 6.18, C_2 = 0 \quad \text{Intake and Exhaust Cycle,}$$

$$C_1 = 2.28, C_2 = 3.24 \times 10^{-3} \quad \text{Ignition and Expansion Cycle,} \quad (16)$$

$$C_1 = 2.28, C_2 = 0 \quad \text{Compression Cycle,}$$

$$P_m = \frac{\left(\frac{V_d r_c}{r_c - 1} \right)^\gamma}{V^\gamma} P_{atm}, \quad (17)$$

$$\bar{S}_p = 2SN. \quad (18)$$

در روابط بالا، V_d حجم جابجائی، Tr, Vr, Pr بیانگر فشار، حجم و دما در یک نقطه مرجع مانند زمان بسته شدن سوپاپ هوا، Pm فشار داخل سیلندر در حال بدون احتراق، rc نسبت تراکم، Patm فشار اتمسفر، S کورس موتور برحسب متر و N سرعت دورانی موتور برحسب rpm می‌باشند [۱۶].

۳- مدل حرارتی ظرفیت کلوخه‌ای

روش ظرفیت کلوخه‌ای با نوشتن معادله بقای انرژی برای هر گره بصورت رابطه (۱۹) بیان می‌شود. در این رابطه، T دمای گره، R مقاومت حرارتی، Q منبع انرژی، m جرم و Cv گرمای ویژه حجم ثابت است. اندیس‌های i و j بیانگر گره‌های i و j و بالانویس‌های p و p+1 نشان دهنده گام زمانی قبلی و جاری هستند و Δt اندازه گام زمانی است.

$$\sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_j^{flow.in} \frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p} - \sum_j^{flow.out} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_{gen} Q_{gen}^p = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t}. \quad (19)$$

با توجه به این که روش تفاضل محدود ضمنی^۱ با تفاضل پس رونده، نسبت به روش صریح^۲ بطور بی قید و شرط پایدار است، استفاده از آن شرط پایداری را ارضا می‌کند. با وجود پایداری روش ضمنی، اندازه گام زمانی از اهمیت بالایی برخوردار است. اگر اندازه گام زمانی بسیار بزرگ باشد، تخمین دمای گره‌ها با تقریب زیادی همراه خواهد بود. اگر گام زمانی خیلی کوچک باشد زمان حل مسئله افزایش می‌یابد. در زمان شروع بکار سرد موتور با توجه به شرایط گذرای موتور باید از گام زمانی کوچک استفاده شود، ولی در شرایط پایدار گام زمانی می‌تواند بزرگتر شود [۶].

3- Axial Conduction Resistor

4- Radial Conduction Resistor

5- Convection Resistor

1- Implicit Finite-Difference

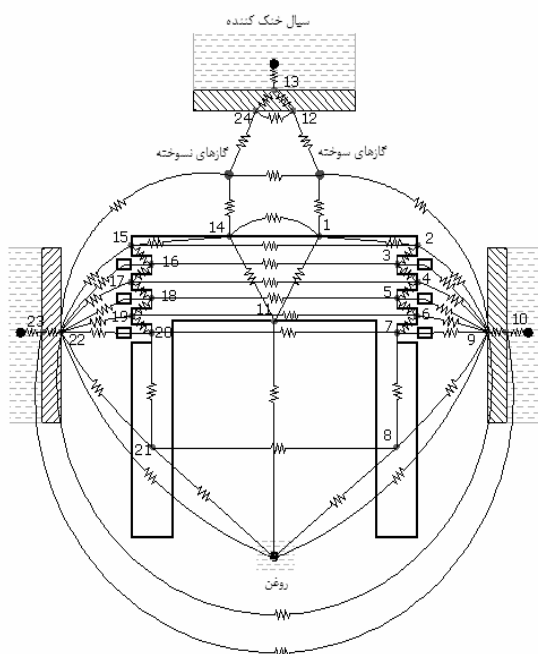
2- Explicit

در شکل ۱، شار حرارتی عبوری از تاج پیستون است. میزان خطا یک کلوین انتخاب شده و پس از ۷ تکرار همگرایی حاصل گردیده است.

جمله Q_{gen} در معادله (۲۷) آورده نمی‌شود زیرا در این معادله که با مدل احتراق دو ناحیه‌ای کوپل می‌شود، دمای گازهای داغ درون سیلندر به صورت یک دمای معلوم وارد می‌شود و جمله مربوط به انرژی حرارتی سوخت در مدل دو ناحیه‌ای دیده شده است. علاوه بر این از حرارت ناشی از اصطکاک پیستون و رینگ‌ها با دیواره سیلندر، بدلیل پیچیدگی و همچنین ناچیز بودن در برابر حرارت آزاد شده از سوخت، صرف نظر شده است.

۴- پیکربندی شبکه حرارتی

شکل ۲ شبکه مقاومتی در نظر گرفته شده برای تحلیل حرارتی پیستون را نشان می‌دهد. حرارت ناشی از احتراق به سه سطح اصلی شامل پیستون، دیواره سیلندر و سرسیلندر انتقال می‌یابد. لذا با تعیین ۲۴ گره با دمای مجهول و سه گره با دمای مشخص (گازهای داغ، روغن و سیال خنک کاری)، مدل مقاومت حرارتی کامل می‌شود. گرادیان دما در ناحیه تاج

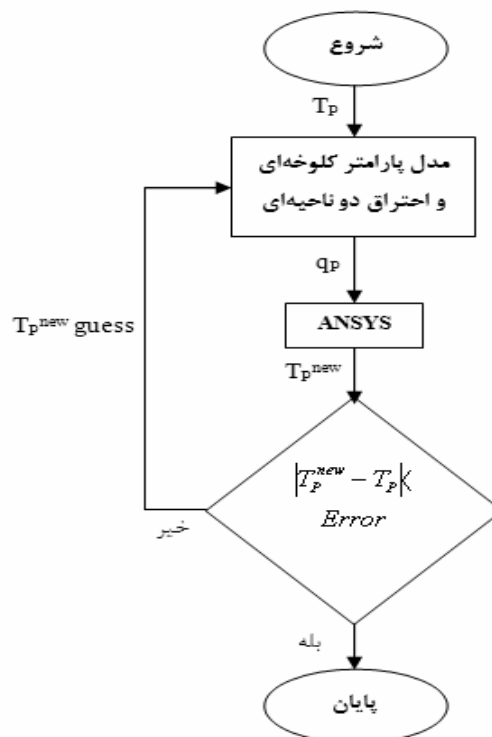


شکل (۲): مدل شبکه مقاومت گرمایی.

در این تحقیق از آنجا که قابلیت انتشار گازهای درون سیلندر کم بوده و همچنین بدلیل اینکه انتقال حرارت تابشی نسبت به انتقال حرارت جابجایی (جز در موتورهای دیزل) ناچیز است، از انتقال حرارت تابشی صرف نظر شده است. همچنین، مدل‌سازی در یک سیکل بسته صورت گرفته است بنابراین، در شبکه مقاومتی تنها از سه نوع مقاومت هدایت محوری، هدایت شعاعی و همرفتی استفاده می‌شود [۶ و ۱۶]. مرحله شروع بکار سرد موتور تا گرم شدن موتور در این بررسی مدل نشده و شبیه‌سازی در حالت تعادل حرارتی موتور انجام شده است. با توجه به فرضیات فوق، معادله (۱۹) به صورت ساده شده زیر در می‌آید [۶ و ۱۶]:

$$\sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = m_i C_{v,i} \frac{T_i^{p+1} - T_i^p}{\Delta t} \quad (27)$$

با توجه به اینکه شبیه‌سازی در یک سیکل بسته انجام شده و مراحل مکش و تخلیه مدل نشده است، لذا محاسبه شرایط اولیه دمای محفظه احتراق دارای اهمیت است. دمای اولیه پیستون از کوپل کردن کد شبیه‌سازی و نرم افزار ANSYS به صورت زیر محاسبه شده است [۳].



شکل (۱): فلوچارت محاسبه دمای اولیه پیستون.

$$R_{22_ugas} = \frac{1}{h_{-u}(\theta) \cdot (\pi b S(\theta) - C_2(\theta))}. \quad (33)$$

در این روابط، A_{ch} مساحت کل سرسیلندر، $C_1(\theta)$ مساحت سرسیلندر در تماس با گازهای سوخته، $S(\theta)$ ارتفاع قسمتی از سیلندر در تماس با گازهای درون سیلندر و $C_2(\theta)$ مساحت سیلندر در تماس با گازهای سوخته است.

با فرض ثابت بودن دمای سیال خنک‌کن، مقاومت‌های حرارتی گره‌های ۱۰ و ۲۳ از سیلندر و گره ۱۳ از سرسیلندر به صورت روابط زیر تعیین می‌گردد:

$$R_{10_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}) \cdot S)}, \quad (34)$$

$$R_{23_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times (\pi(b + 2t_{block}) \cdot S)}, \quad (35)$$

$$R_{13_coolant} = \frac{1}{h_{coolant} \times A_{ch}}. \quad (36)$$

در این روابط، S کورس سیلندر، t_{block} ضخامت تقریبی دیواره سیلندر و $h_{coolant}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی از سیال خنک‌کن به دیواره‌ها است که در مرجع [۳] مقدار $1,481 (W/m^2K)$ برای آن پیشنهاد شده است.

با فرض ثابت بودن دمای روغن، مقاومت‌های حرارتی گره‌های ۹ و ۲۲ از سیلندر به صورت زیر تعیین می‌گردد:

$$R_{9_oil} = R_{22_oil} = \frac{1}{h_{oil_block} \times (\pi b \cdot (S - S(\theta)))}. \quad (37)$$

در این رابطه، h_{oil_block} ضریب انتقال حرارت بین روغن و دیواره سیلندر است که در مرجع [۶] مقدار $400 (W/m^2k)$ برای آن پیشنهاد شده است.

مقاومت‌های حرارتی برای گره ۱۱ در زیر تاج پیستون و گره‌های ۸ و ۲۱ در ناحیه داخلی دامن پیستون که با روغن خنک می‌شوند، از روابط (۳۸-۳۹) محاسبه می‌شوند.

$$R_{11_oil} = \frac{1}{h_{oil_ucp} \times (\pi/4 (b_p - 2t_s)^2)}, \quad (38)$$

$$R_{8_oil} = R_{21_oil} = \frac{2}{h_{oil_us} \times (\pi(b_p - 2t_s) \cdot L_{skirt})}. \quad (39)$$

در این روابط، h_{oil_ucp} ضریب انتقال حرارت همرفتی روغن در ناحیه زیر تاج پیستون، h_{oil_us} ضریب انتقال همرفتی روغن در ناحیه داخلی دامن پیستون، b_p قطر پیستون، t_s

پیستون^۱ و رینگ‌ها^۲ زیاد است ولی در ناحیه دامن^۳ پیستون تغییرات دما کاهش می‌یابد. به همین دلیل در ناحیه تاج پیستون و رینگ‌ها از تعداد گره‌های بیشتری نسبت به دامن پیستون استفاده شده است.

۵- شرایط مرزی حرارتی

شرایط مرزی حرارتی پیستون را می‌توان به چهار ناحیه اصلی تقسیم‌بندی نمود:

الف) تاج پیستون در معرض احتراق،

ب) رینگ‌ها و نواحی بین رینگ‌ها،

پ) دامن پیستون،

ج) نواحی درونی^۴ پیستون و

د) بین پیستون.

در ناحیه تاج پیستون مطابق شکل ۲، گره ۱ با گازهای داغ سوخته و گره ۱۴ با گازهای سوخته، تبادل حرارتی دارند. مقاومت حرارتی بین گره‌های تاج پیستون و دو ناحیه گازها را با روابط (۲۸-۲۹) می‌توان نشان داد.

$$R_{1_bgas} = \frac{1}{h_{-b}(\theta) \cdot C_3(\theta)}, \quad (28)$$

$$R_{14_ugas} = \frac{1}{h_{-u}(\theta) \cdot (Ap - C_3(\theta))}. \quad (29)$$

در این روابط، $h_{-b}(\theta)$ ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای سوخته، $h_{-u}(\theta)$ ضریب انتقال حرارت همرفتی گازهای سوخته، Ap مساحت کل تاج پیستون و $C_3(\theta)$ مساحت تاج پیستون در تماس با گازهای سوخته است.

به صورت مشابه، مقاومت‌های حرارتی برای گره‌های مربوط به سیلندر و سرسیلندر در تماس با گازهای سوخته و نسوخته به صورت روابط (۳۰-۳۳)، مدل می‌شود.

$$R_{12_bgas} = \frac{1}{h_{-b}(\theta) \cdot C_1(\theta)}, \quad (30)$$

$$R_{24_ugas} = \frac{1}{h_{-u}(\theta) \cdot (A_{ch} - C_1(\theta))}, \quad (31)$$

$$R_{9_bgas} = \frac{1}{h_{-b}(\theta) \cdot C_2(\theta)}, \quad (32)$$

1- Piston Crown

2- Ring Land

3- Skirt

4- Underside Piston

در ناحیه شکاف بین تاج پیستون و لاینر، پیستون هیچ تماسی با لاینر ندارد و تنها گاز داخل سیلندر باعث انتقال حرارت می‌شود. در این ناحیه چون فاصله بسیار کم است و در واقع تنها یک شکاف^۴ وجود دارد، فرض می‌شود که گاز در آن محبوس شده است. این بدان معنی است که دمای گاز درون شکاف، متوسط دمای دیواره‌های این ناحیه است [۱۸]. بنابراین، انتقال حرارت در این ناحیه از نوع رسانش است که ضریب هدایت را به صورت تقریبی، ضریب انتقال حرارت هدایت هوا در دمای متوسط دیواره‌ها در نظر گرفته می‌شود. این انتقال حرارت با یک انتقال حرارت جابجایی به صورت زیر مدل می‌گردد:

$$q'' = k \frac{T_{piston} - T_{wall}}{\delta} = h(T_{piston} - T_{wall}) \Rightarrow h = \frac{k}{\delta}, \quad (41)$$

$$\delta = \frac{b - b_{piston}}{2} \approx 0.5 \text{ mm}. \quad (42)$$

در این روابط، k ضریب انتقال حرارت هدایتی هوا در دمای متوسط دیواره و پیستون، δ لقی بین پیستون و لاینر در ناحیه تاج و h ضریب انتقال حرارت جابجایی معادل است. با این فرضیات مقاومت حرارتی بین گره‌های ۲ و ۱۵ با لاینر به صورت زیر مدل می‌شود:

$$R_{2-9} = R_{15-22} = \frac{\ln\left(\frac{b}{b_{piston}}\right)}{k_{air}(2\pi h_{l1})}. \quad (43)$$

در رابطه فوق، h_{l1} ارتفاع ناحیه شکاف است. انتقال حرارت از ناحیه بین رینگ‌ها و فواصل بین آن‌ها با فرضیات زیر مدل می‌شود [۳]:

- ضخامت لایه روغن یکنواخت فرض شده است،
- رینگ‌ها کاملاً صاف و بدون تابیدگی فرض شده‌اند،
- وجود لقی پیستون در سیلندر باعث ایجاد حرکت ثانویه پیستون و در نتیجه ایجاد ناپیوستگی در روغن می‌شود که به علت پیچیدگی از آن صرف‌نظر شده و فیلم روغن پیوسته در نظر گرفته می‌شود و
- انتقال حرارت در لایه روغن، در ناحیه رینگ و دامن پیستون با توجه به کوچک بودن عدد بایو، هدایتی فرض می‌گردد.

ضخامت تقریبی دامن پیستون و L_{skirt} ارتفاع تقریبی دامن پیستون است.

سطوح داخلی پیستون بر اساس طراحی موتور در چگونگی خنک‌کاری زیر پیستون با روغن، به یکی از سه روش زیر خنک‌کاری می‌گردد:

- ۱- پاشش روغن از طریق میل لنگ^۱،
 - ۲- پاشش روغن از بین پیستون^۲ و
 - ۳- پاشش روغن از طریق ایجاد جریان جت روغن^۳.
- ضریب همرفتی برای هر یک از حالات فوق در مراجع [۱۸ و ۶] بصورت جدول ۲ پیشنهاد شده است:

با توجه به اینکه دبی جریان روغن در موتور با افزایش سرعت، بالا می‌رود، لذا ضریب انتقال حرارت همرفت بین روغن و پیستون با تغییر سرعت موتور، دستخوش تغییر می‌گردد. رابطه وابستگی ضریب همرفتی روغن با سرعت موتور به صورت رابطه (۴۰) است [۶]:

$$h = h_{ref} \left(\frac{N}{N_{ref}} \right)^b. \quad (40)$$

در رابطه فوق، h_{ref} ضریب همرفت مرجع (قابل استخراج از جدول ۲)، N_{ref} دور موتور مرجع، N دور موتور مورد بررسی و b یک ثابت تجربی است. در مرجع [۶] برای b مقدار ۰/۳۵ و برای دور موتور مرجع مقدار ۴,۶۰۰ rpm پیشنهاد شده است. با توجه به اینکه در موتور EF7.TC، خنک‌کاری از طریق ایجاد جت روغن صورت می‌گیرد، لذا مقادیر h_{oil_ucp} و h_{oil_us} در روابط (۳۹-۳۸) با انتخاب ضریب انتقال حرارت جابجایی مرجع برابر ۳,۰۰۰ در دور ۵,۵۰۰ rpm محاسبه شده است.

جدول (۲): ضریب همرفتی روغن برای خنک‌کاری سطوح

داخلی پیستون [۱۸ و ۶].

Method of Oil cooling	Crown Underside	Skirt Underside
	Convective coefficient (W/m ² K)	
Splash	900-1000	240
Forced	2100-2800	
Jet	2050-3220	

- 1- Splash Cooling
- 2- Forced Cooling
- 3- Jet Cooling

4- Crevice

در تماس با سیال خنک کن و $h_{coolant}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال خنک کن است که پیشتر مقدار آن توضیح داده شد.

چون مقاومت لایه روغن نسبت به دیگر مقاومتها کمتر است، از تغییرات ضخامت روغن و همچنین اثرات حرکت پیستون بر انتقال حرارت از لایه روغن صرف نظر شده است [۳۰].

اکنون می توان مقادیر مقاومت های R_1 و R_1' را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$R_1 = \frac{1}{1200} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5), \quad (50)$$

$$R_1' = \frac{1}{1000} - (R_2 + R_3 + R_4 + R_5). \quad (51)$$

از آنجا که برای شیار رینگ یک گره در نظر گرفته شده است لذا می توان با استفاده از قانون مقاومت های موازی، مقاومت معادل R_1 و R_1' را به صورت رابطه (۵۲) محاسبه نمود.

$$R_e = \frac{R_1 \cdot R_1'}{R_1 + R_1'}. \quad (52)$$

اکنون می توان مقاومت حرارتی R_{3-9} را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$R_{3-9} = R_e + R_2 + R_3. \quad (53)$$

برای شیار رینگ های دیگر در نواحی سوخته و نسوخته نیز به همین ترتیب شرایط مرزی حرارتی مشخص می شود.

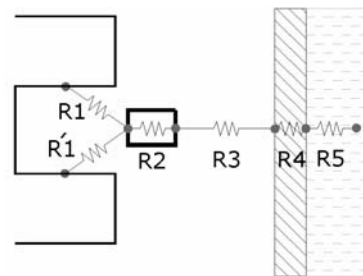
در ناحیه دامن پیستون و فواصل بین رینگ ها نیز بنابه دلایل ذکر شده در فرضیات و رابطه (۲۷)، انتقال حرارت از روغن به صورت هدایت فرض می شود. مقاومت حرارتی مربوط به گره ۴ و به طور مشابه گره های ۶، ۱۷ و ۱۹ از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$R_{4-9} = \frac{\ln(b/b_{piston})}{k_{oil}(2\pi h_{12})}. \quad (54)$$

در رابطه فوق، h_{12} ارتفاع ناحیه بین شیار رینگ است. به طور مشابه در ناحیه دامن پیستون نیز مقاومت حرارتی از رابطه (۵۵) محاسبه می شود.

$$R_{8-9} = R_{21-9} = \frac{\ln(b/b_{piston})}{k_{oil}(2\pi L_{skin})}. \quad (55)$$

شکل ۳ مسیر انتقال حرارت از شیار رینگ به سیال خنک کن را نشان می دهد. در این شکل R_1 و R_1' مقاومت روغن در بالا و پایین شیار رینگ، R_2 مقاومت رینگ، R_3 مقاومت روغن بین رینگ و لاینر، R_4 مقاومت بلوک سیلندر و R_5 مقاومت سیال خنک کن است. در مرجع [۱۹] برای مجموع این مقاومتها مقادیری مطابق با روابط (۴۵-۴۴) که با استفاده از روش های آزمایشگاهی بدست آمده اند، در نظر گرفته شده است.



شکل (۳): مسیر انتقال حرارت از شیار رینگ به سیال خنک کن.

$$\frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = 1200, \quad (44)$$

$$\frac{1}{R_1' + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = 1000. \quad (45)$$

مقادیر مقاومت های R_2 تا R_5 از روابط زیر محاسبه می شوند [۳]:

$$R_2 = R_{ring} = \frac{\ln(r_{out}/r_{in})}{k_{ring}(2\pi t_{ring})}, \quad (46)$$

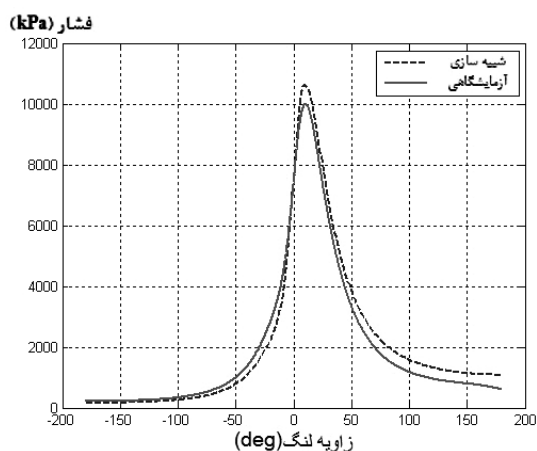
$$R_3 = R_{oil} = \frac{\ln(b/r_{out})}{k_{oil}(2\pi t_{ring})}, \quad (47)$$

$$R_4 = R_{block} = \frac{\ln(b + 2t_{block}/b)}{k_{block}(2\pi t_{ring})}, \quad (48)$$

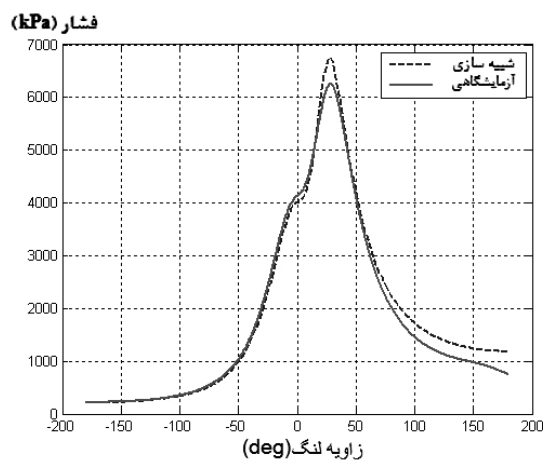
$$R_5 = R_{coolant} = \frac{1}{h_{coolant} A_s}. \quad (49)$$

در این روابط، r_{in} و r_{out} به ترتیب شعاع داخلی و خارجی رینگ، k_{ring} ضریب انتقال حرارت هدایتی رینگ، t_{ring} ضخامت رینگ، k_{oil} ضریب انتقال حرارت هدایتی روغن، t_{block} ضخامت تقریبی بلوک سیلندر، k_{block} ضریب انتقال حرارت هدایتی بلوک سیلندر، A_s سطح انتقال حرارت مؤثر

اطلاعات فشار درون سیلندر است لذا به ناچار تنها مرجع اعتبار دهی به نتایج مدل‌سازی این اطلاعات می‌باشند. منحنی‌های تجربی و مدل در سیکل تراکم با وجود فرضیات ساده کننده‌ای که در نظر گرفته شد، همگرایی خوبی داشته و برهم منطبق هستند. این امر نشان دهنده قابل قبول بودن این فرض‌ها می‌باشد. حدود ۷/۵٪ اختلاف بین حداکثر فشار دو منحنی در حالت سوخت بنزین و حدود ۶/۳٪ اختلاف بین حداکثر فشار دو منحنی در حالت سوخت گاز وجود دارد. این میزان اختلاف‌ها ناشی از بسیاری از افت‌ها و نشتی‌ها در حالت واقعی نسبت به شرایط مدل‌سازی است.



شکل (۴): مقایسه فشار تجربی و شبیه‌سازی درون سیلندر در حالت سوخت گاز.



شکل (۵): مقایسه فشار تجربی و شبیه‌سازی درون سیلندر در حالت سوخت بنزین.

در این رابطه، L_{skirt} ارتفاع تقریبی دامن پیستون است. ضریب انتقال حرارت همرفت در دمای مرجع روغن در ناحیه بین پیستون، $1,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ پیشنهاد شده است [۳]. کلیه مقاومت‌های حرارتی داخلی پیستون، سیلندر و سرسیلندر از نوع هدایتی و از هر دو نوع هدایت محوری و هدایت شعاعی می‌باشد. کلیه این مقاومت‌ها از معادلات (۲۱-۲۰) و بر اساس هندسه پیستون، محاسبه شده‌اند.

۶- نتایج و بحث

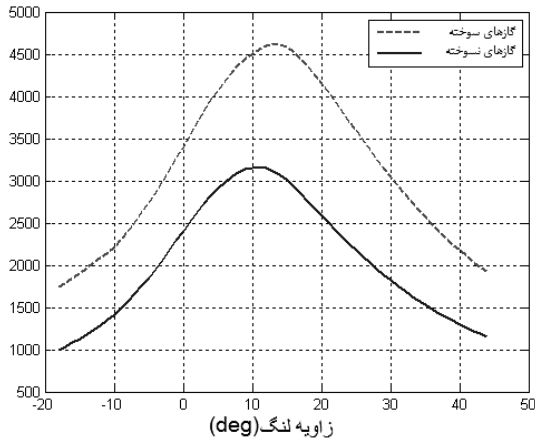
شبیه‌سازی برای موتور EF7.TC (موتور ملی) در دو حالت سوخت گاز و بنزین انجام شده است. جدول ۳ مشخصات موتور توربو شارژر EF7.TC در حالت تمام بار در دور ۵۵۰۰ RPM را نشان می‌دهد.

جدول (۳): مشخصات کلی موتور EF7.TC

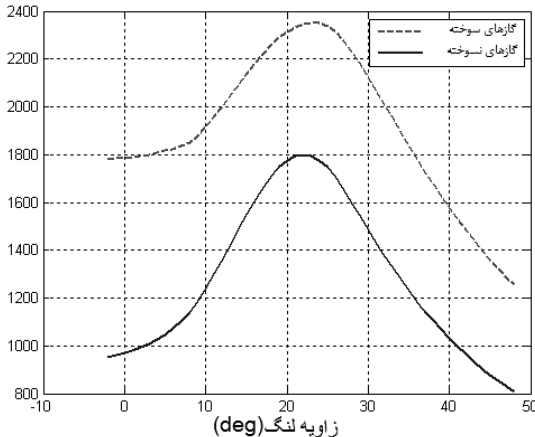
Bore size(mm)	78.6
Stroke(mm)	85
Connecting rod length(mm)	133.5
Number of cylinder	4
Compression ratio	9.9
Bore of piston(mm)	77.592
Height of piston (mm)	51.7
Height of piston skirt(mm)	33.4
Mass of piston (g)	327
Oil Temperature (k)	403
Coolant Temperature (k)	363
IVC (deg aBDC)	26
EVO (deg bBDC)	25
Spark time (deg bTDC) (gasoline)	11.5
Spark time (deg bTDC) (CNG)	35.6
$\lambda = 1/\phi$ (gasoline)	0.73
$\lambda = 1/\phi$ (CNG)	0.93
RPM	5500
Manifold pressure (kpa) (gasoline)	173
Manifold pressure (kpa) (CNG)	160
Input Manifold Temperature (k) (gasoline)	312.6
Input Manifold Temperature (k) (CNG)	306.75

شکل‌های ۴-۵، فشار گاز درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ و مقایسه آن با نتایج تجربی موتور EF7.TC را در دو حالت سوخت گاز و بنزین نشان می‌دهد (داده‌های تجربی فشار از گزارشات تست آزمایشگاهی موتور EF7.TC در مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو بدست آمده‌اند). از آنجا که تنها داده تجربی در مورد موتور مورد بررسی در این تحقیق،

در شکل‌های ۹-۸، ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای دو سوخت گاز و بنزین نشان داده شده است. از آنجا که مطابق رابطه (۱۴) ضریب انتقال حرارت جابجایی با توان $1/6$ فشار (در مرحله احتراق) نسبت مستقیم و با توان $0/55$ دما نسبت عکس دارد و همچنین اینکه مطابق شکل‌های ۷-۶ بیشینه دما در دو حالت اختلاف ناچیز ولی بیشینه فشار در حالت سوخت گاز بسیار بیشتر از سوخت بنزین است، ضریب انتقال حرارت جابجایی در حالت سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین است.

ضریب انتقال حرارت جابجایی (J/m^2K)

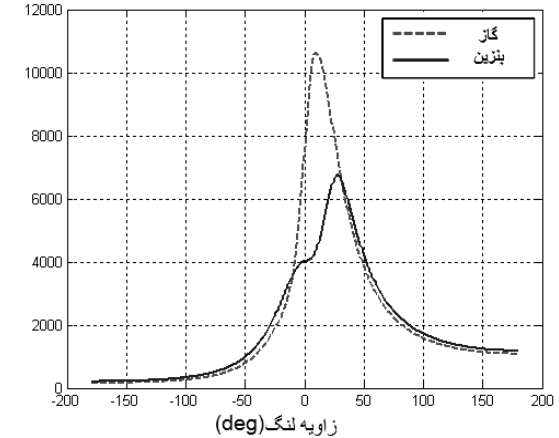
شکل (۸): ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای سوخته و نسوخته در حالت سوخت گاز .

ضریب انتقال حرارت جابجایی (J/m^2K)

شکل (۹): ضریب انتقال حرارت جابجایی گازهای سوخته و نسوخته در حالت سوخت بنزین.

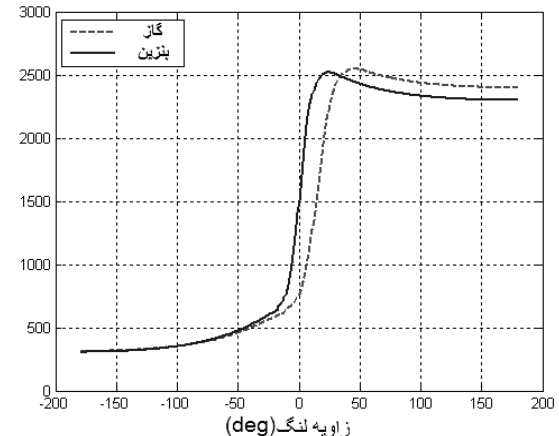
در شکل‌های ۷-۶، فشار و دمای گذرای گازهای درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ برای دو سوخت گاز و بنزین نشان داده شده است.

فشار (kPa)



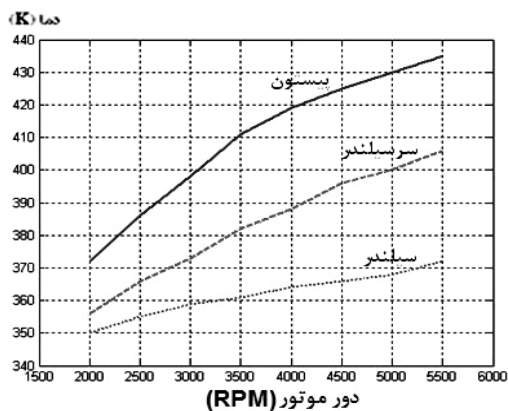
شکل (۶): فشار گاز داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ .

دما (K)



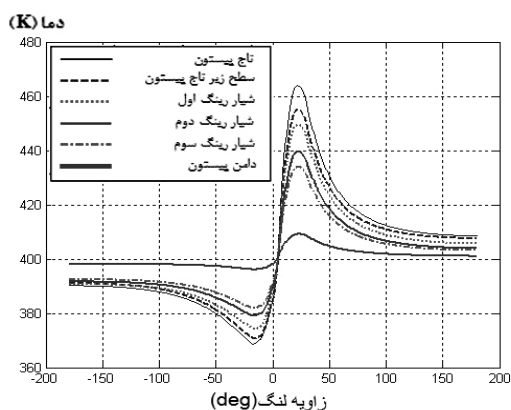
شکل (۷): دمای گاز داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ .

همانگونه که منحنی مقایسه‌ای شکل ۶ نشان می‌دهد، پیش افتادگی بیشتر جرقه در حالت سوخت گاز نسبت به بنزین (جدول ۳) باعث بالاتر بودن حداکثر فشار در حالت سوخت گاز نسبت به سوخت بنزین شده است. شکل ۷ نشان دهنده طولانی‌تر بودن دوره احتراق در حالت سوخت گاز (بدلیل سرعت شعله کمتر) و بنابراین بالاتر ماندن دمای محصولات احتراق در این حالت است. میزان تاخیر در اشتعال در حالت سوخت گاز حدود ۱۶ درجه زاویه لنگ و در حالت سوخت بنزین حدود ۱۱ درجه زاویه لنگ است.

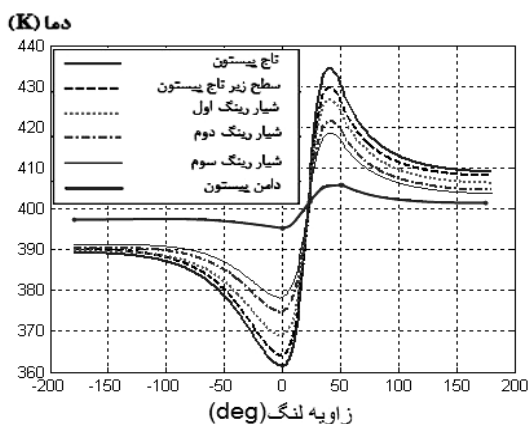


شکل (۱۱): تغییرات دمای دیواره‌ها بر حسب دور موتور.

در شکل‌های ۱۲-۱۳ دمای قسمت‌های مختلف پیستون بر حسب زاویه لنگ برای دو سوخت گاز و بنزین نشان داده شده است.



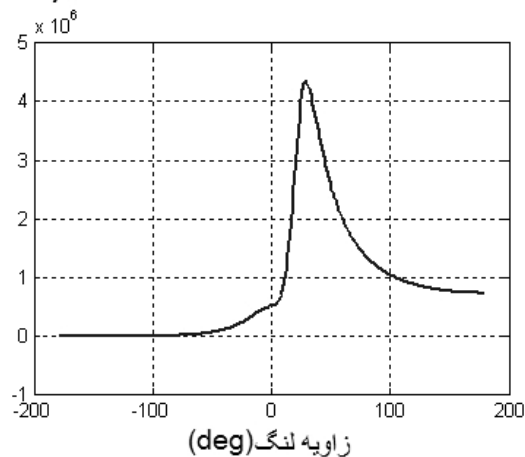
شکل (۱۲): دمای بخش‌های مختلف روی پیستون بر حسب زاویه لنگ در حالت سوخت گاز.



شکل (۱۳): دمای بخش‌های مختلف روی پیستون بر حسب زاویه لنگ در حالت سوخت بنزین.

شکل ۱۰ شار حرارتی عبوری از سطح تاج پیستون که از مدل وشنی محاسبه شده است را نشان می‌دهد. همانگونه که از نمودار مشخص است، در ابتدا مقدار شار حرارتی منفی است بدین معنی که حرارت از سطح پیستون به گازهای درون سیلندر منتقل می‌شود که در ادامه با بالا رفتن دمای گازها جریان حرارتی معکوس می‌شود.

شار حرارتی (W/m^2)



شکل (۱۰): شار حرارتی عبوری از سطح تاج پیستون بر حسب زاویه لنگ.

در مرجع [۴] از یک کد CFD بمنظور شبیه‌سازی جریان سیال درون محفظه احتراق استفاده شده است. در این مرجع ضریب انتقال حرارت جابجایی و شار حرارتی عبوری از سطح تاج پیستون که با استفاده از رابطه وشنی-مدل دوناحیه‌ای احتراق و روش CFD ذکر شده، بدست آمده با هم مقایسه شده‌اند. نشان داده شده که تطابق بسیار خوبی بین نتایج بدست آمده از دو روش وجود دارد که بیانگر دقت بالای روش وشنی و مدل دوناحیه‌ای احتراق در شبیه‌سازی حرارتی موتورهای احتراق داخلی است.

شکل ۱۱ منحنی حداکثر دمای پیستون، سیلندر و سرسیلندر را بر حسب دور موتور نشان می‌دهد. تغییرات دمای سیلندر با افزایش دور موتور کمتر از تغییرات دمای پیستون و سرسیلندر است زیرا در مرحله احتراق سطح پیستون و سرسیلندر همواره در معرض احتراق بوده در حالی که در رابطه با سیلندر چنین نمی‌باشد.

مراجع

۱. امّی، ف.، فرج‌پور کرد آسیایی، م.، میرمحمدی، ع.، "بررسی عددی زمان پاشش و زاویه پاشش بر نرخ تبخیر سوخت و آلاینده‌های یک موتور بنزینی پاشش چند نقطه‌ای"، مجله مکانیک و هوافضا، جلد ۵، شماره ۱، ص. ۶۲-۵۱، ۱۳۸۸.
2. Silva, F.S., "Fatigue on Engine Pistons—A Compendium of Case Studies", J. of Eng. Failure Analysis, Vol. 13, No. 3, pp. 480–492, 2006.
3. Esfahanian, V., Javaheri, A., and Ghaffarpour, M., "Thermal Analysis of an SI Engine Piston Using Different Combustion Boundary Condition Treatments", Appl. Thermal Eng., Vol. 26, No's. 2-3, pp. 277-287, 2006.
4. Mohammadi, A., Yaghoubi, M., and Rashidi, M., "Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Ignition Engine", J. Eng. Failure Analysis, Vol. 13, No. 3, pp. 480–492, 2006.
5. Hywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", Mc Graw-Hill, New York, 1988.
6. Bohac, S.V., Baker, D.M., and Assanis, D.N., "A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies", SAE Paper, No. 960073, 1996.
7. Kreith, F., "Principle of Heat Transfer", 2nd Printing, Int. Text Book Co., Scranton, Pennsylvania, 1959.
8. Wanli, Y., Guohua, CH., Chunfa, W., and Xiaoming, Y., "Simulation of Transient Heat Transfer for Coupling 3-D Moving Component System Within Internal Combustion Chamber", SAE Paper, No. 01-0617, 2003.
9. Harigaya, Y., Toda, F., and Suzuki, M., "Local Heat Transfer on a Combustion Chamber Wall of a Spark-Ignition Engine", SAE Paper, No. 931130, 1993.
10. Annand, W.J.D., "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 12, No. 2, pp. 146-149, 1970.
11. Catania, A.E., Misul, D., Mittica, A., and Spessa, E., "A Refined Two-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in SI Engines", The 5th Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Nagoya, July 1-4, 2001.
12. Benson, R. S., Annand, W. J. D., and Baruah, P. C., "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine", Int. J. Mech. Sci., Pergamon Press., Vol. 17, No. 2, pp. 97-124, 1975.

در هر دو حالت دمای تاج پیستون در ابتدای مرحله تراکم بدلیل در تماس بودن با مخلوط سوخت و هوای سرد ورودی، کمتر از دیگر بخش‌ها است که در ادامه سیکل و شروع احتراق بدلیل انتقال حرارت بیشتر از گازهای داغ به تاج پیستون، دمای تاج از دیگر نقاط بیشتر می‌شود. با توجه به نمودار مشخص است که حداکثر دما در حالت گاز حدود ۷٪ از حداکثر دما در حالت بنزین بیشتر است. می‌توان اینگونه استنباط نمود که در نتیجه طولانی بودن زمان احتراق متان، انتقال حرارت به محفظه احتراق بیشتر و به دلیل طولانی بودن زمان ماندگاری حرارت داخل محفظه، عمق نفوذ حرارت به داخل پیستون و سایر اجزا افزایش می‌یابد. همچنین، مطابق منحنی‌های ۸-۹، ضریب انتقال حرارت جابجایی گازها در حالت سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین است که یک عامل اساسی در بالاتر بودن دمای پیستون در حالت سوخت گاز است.

۷- نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده از این تحقیق را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- روش تحلیل حرارتی شبکه مقاومتی، روشی ساده و مناسب برای تحلیل حرارتی اجزای مختلف موتور است.
- روش احتراق دو ناحیه‌ای روشی مناسب برای تعیین دما، فشار و ضریب انتقال حرارت گاز و شرایط مرزی درون محفظه احتراق است.
- در حالت سوخت گاز با توجه به ضریب انتقال حرارت بالاتر، ماندگاری بیشتر شعله و نفوذ بیشتر حرارت در محفظه احتراق، دمای قطعات موتور نسبت به حالت سوخت بنزین بیشتر است.
- با توجه به طراحی ویژه پیستون به‌منظور کاهش میزان انتقال حرارت از ناحیه تاج پیستون به ناحیه زیرین پیستون (تا حد مقاومت حرارتی پیستون)، تغییرات دمای ناحیه دامن پیستون، بسیار کمتر از ناحیه تاج پیستون است و
- میزان تأخیر در تشکیل هسته اولیه شعله در حالت سوخت گاز بیشتر از سوخت بنزین بوده و سرعت شعله گاز نسبت به سوخت بنزین پایین‌تر است.

13. Erduranli, P., Koca, A., and Sekmen, Y., "Performance Calculation of a Spark Ignition Engine According to the Ideal Air-Fuel Cycle Analysis", G.U. J. Sci., Vol. 18, No. 1, pp. 103-114, 2005.
14. Stone, R., "Introduction to Internal Combustion Engines", 3rd Ed., Mc Millan, 1999.
15. Al-Baghdadi, M.A.R.S., "A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels", Mech. and Energy Dep't., Higher Institute of Mech. Eng., Turkish J. Eng. Env. Sci., Vol. 30, No. 6, pp. 331-350, 2006.
16. Ferguson, C.R. and Kirkparrick, A.T., "Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences", 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, 1986.
17. Torregrosa, A., Olmeda, P., Degraeuwe, B., and Reyes, M., "A Concise Wall Temperature Model for DI Diesel Engines", J. Appl. Thermal Eng., Vol. 26, No. 11-12, pp. 1320-1327, 2006.
18. Buyukkaya, E., "Thermal Analysis of Functionally Graded Coating AlSi Alloy and Steel Pistons", J. Surface & Coatings Tech., Vol. 202, No. 16, pp. 3856-3865, 2008.
19. Li, C.H., "Piston Thermal Deformation and Friction Consideration", SAE Paper, No. 820086, 1982.
20. Wu, H.W. and Chiu, C.P., "A Study on the Characteristics of Heat Transfer in an Engine Piston", KSME J., Vol. 2, No. 1, pp. 19-27, 1994.
21. Lowe, A.S.H. and Morel, T., "A New Generation of Tools for Accurate Thermo-Mechanical Finite Element Analyses of Engine Components", SAE Paper, No. 920681, 1992.
22. Choi, Y.D., Jeong, P.S., Kim, D.S., and Hong, J.K., "Analysis of Thermal Conduction in Piston of Gasoline Engine by Boundary Element Method", SAE Paper, No. 931907, 1993.

Surf and download all data from SID.ir: www.SID.ir

Translate via STRS.ir: www.STRS.ir

Follow our scientific posts via our Blog: www.sid.ir/blog

Use our educational service (Courses, Workshops, Videos and etc.) via Workshop: www.sid.ir/workshop