



طراحی اولیهٔ آببندهای موتور دوار پره‌ای بر اساس تحلیل حرارتی

سید مسعود هاشمی^{1*}، یاسر حسینی²

- 1- استادیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک، گرایش طراحی و ساخت خودرو، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران
 2- کارشناسی ارشد، مجتمع دانشگاهی مکانیک، گرایش طراحی و ساخت خودرو، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، ایران
 * ایران، 7194915685، m_hashemi@mut.ac.ir

چکیده	اطلاعات مقاله
تاکنون تحقیقات گسترده‌ای در راستای بهبود کیفیت و کاهش وزن پیشرانۀ پرنده‌های هوایی انجام شده که منجر به ابداع فن‌آوری‌های نو و ساخت موتورهای جدیدی شده است. در تمامی این تحقیقات، بررسی توزیع دما و انتقال حرارت در بدنهٔ موتور احتراقی به منظور بررسی مشخصات و عملکرد موتور حائز اهمیت و ضروری تلقی می‌شود. یکی از طرح‌های نوآورانه، طراحی موتور دوار پره‌ای است که از آن به عنوان انقلابی در صنعت موتور یاد می‌شود. در این مقاله به طراحی اولیهٔ آببندهای این موتور بر اساس تحلیل حرارتی پرداخته می‌شود. نحوهٔ افزایش دمای هوا در اتاق احتراق بررسی و توزیع دما با دو روش تخمین مهندسی و تحلیل عددی محاسبه شده است. در تخمین مهندسی از روابط پایهٔ انتقال حرارت جابه‌جایی، تشعشعی، رسانش و معادلهٔ توازن انرژی استفاده و معادلات بقای انرژی نیز ارضا و فرآیند احتراق به صورت چرخهٔ دیزل مدل شده است. احتراق به صورت چشمهٔ حرارتی لحاظ شده و ضرایب انتقال حرارت در قالب کد رایانه‌ای محاسبه شده است. نتایج تحلیل عددی این مسئله با نتایج برنامه تخمینی مقایسه و صحت‌گذاری شده و پوشش و جنس مناسب برای قطعات تشکیل دهندهٔ اتاق احتراق و نیز جنس و محل مناسب آب بندها با توجه به توزیع دما انتخاب شده است.	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 25 فروردین 1400 پذیرش: 31 مرداد 1400 ارائه در سایت: 15 آبان 1400
	کلیدواژگان تنش حرارتی انتقال حرارت توزیع دما موتور دوار پره‌ای اتاق احتراق

Initial design of rotary vane motor seals based on thermal analysis

Seyed Mosoud Hashemi^{1*}, Yaser Hoseini²

1- Department of Mechanical Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Iran

* P.O.B. 7194915685 Iran, m_hashemi@mut.ac.ir

Article Information

Original Research Paper
 Received 14 April 2021
 Accepted 22 August 2021
 Available Online 6 November 2021

Keywords

Heat stress
 Heat transfer
 Temperature distribution
 Rotary vane engine
 Combustion chamber

ABSTRACT

Extensive research has been done to improve the quality and reduce the propulsion weight of aircraft, which has led to the invention of new technologies and the construction of new engines. In all these studies, the study of temperature distribution and heat transfer in the body of the combustion engine in order to evaluate the characteristics and performance of the engine is considered important and necessary. One of the most innovative designs is the vane rotary motor design, which is considered to be a revolution in the motor industry. In this article, initial design of the seals of this engine is discussed based on thermal analysis. The method of increasing the air temperature in the combustion chamber has been investigated and the temperature distribution has been calculated by two methods of engineering estimation and numerical analysis. In engineering estimation, the basic relations of heat transfer, radiative, conduction, and energy balance equation are used, and the energy survival equations are satisfied, and the combustion process is modeled as a diesel cycle.

Please cite this article using:

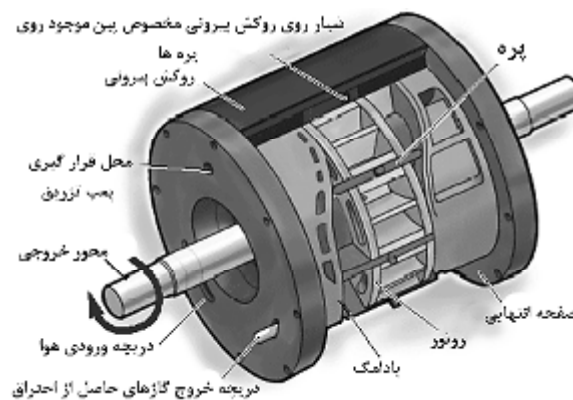
Seyed Mosoud Hashemi, Yaser Hoseini, Initial design of rotary vane motor seals based on thermal analysis, *Journal of Mechanical Engineering and Vibration*, Vol. 12, No. 3, pp. 7-18, 2021 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Combustion is considered as a heat source and heat transfer coefficients are calculated in the form of computer code. The results of numerical analysis of this issue are compared and validated with the results of the estimation program and the appropriate cover and material for the components of the combustion chamber as well as the appropriate material and location of the seals are selected according to the temperature distribution.

1- مقدمه

ایجاد قدرت از طریق موتورهایی که به متعلقات کمتری نیاز دارند، بدون شک پایه فن‌آوری‌های امروزی را تشکیل می‌دهد و سالهاست افکار کارشناسان این حوزه را به خود مشغول کرده است. یکی از این فن‌آوری‌های جدید، موتور دوار پره‌ای است که عمل احتراق در بین پره‌های آن انجام می‌گیرد. این موتور احتراق داخلی همین‌طور که از نام آن برمی‌آید از تعدادی پره (12 عدد) و چند قطعه اصلی دیگر نظیر بادامک، گردانه (روتور)، پوسته (روکش)، فنر و آببند و امثالهم تشکیل شده است. نحوه عملکرد حرکتی این موتور از نوع حرکت پره‌ها روی مسیر منحنی‌وار از یک بادامک استوانه‌ای است که در شکل 1 نشان داده شده است.



شکل 1 تصویر نمادین موتور پره‌ای دوار و قسمت‌های اصلی آن

همین‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، در محور خروجی و متحرک موتور که گردانه (روتور) نام دارد شیارهایی تعبیه شده است که پره‌ها در درون آن قرار می‌گیرند. در دو طرف روتور دو بادامک که از سطحی منحنی‌وار برخوردارند، قرار گرفته است. اگر روتور با راهاندازی به حرکت واداشته شود، پره‌ها به دلیل وجود بادامک‌ها در جهت محور موتور حرکت‌های رفت و برگشتی انجام می‌دهند. بین هر دو پره متوالی، پیشانی موتور، بادامک، غلاف بیرونی و محور داخلی فضای بسته‌ای ایجاد می‌شود که به دلیل شکل بادامک‌ها متغیر است. به همین دلیل در هر دور گردش محور خروجی، به تعداد پره‌ها عمل احتراق در هر دو طرف موتور انجام می‌گیرد. به سبب دور بالای موتور و نیز

احتراق‌های مکرری که صورت می‌گیرد توزیع دما در نقاط مختلف موتور متفاوت است و بررسی بارهای حرارتی موتور امری ضروری تلقی می‌شود. بارهای حرارتی از جمله بارهای پیچیده و مهم در حوزه 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 احتراقی به شمار می‌آید. مدل پارامتر توده‌ای¹، روشی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار استاتیکی و دینامیکی سیستم‌های حرارتی است. انتقال حرارت از میان ظرفیت‌های توده‌ای و مقاومت‌های حرارتی صورت می‌گیرد و به همین دلیل این روش شبیه‌سازی را مدل مقاومت خازنی² می‌نامند. از مدل مقاومت خازنی به صورت گسترده‌ای برای سیستم‌های حرارتی مختلف استفاده شده است و اخیراً استفاده از این مدل در موتورهای احتراق داخلی نیز رایج شده است [1]. در روش پارامتر توده‌ای، قسمت‌های مختلف موتور به تعداد محدودی گره³ تقسیم شده که هر گره به صورت هم‌دما فرض می‌شود. به‌طور کلی افزایش تعداد گره‌ها، دقت کار را بالا می‌برد، اما در عوض بر پیچیدگی و زمان‌بر بودن حل می‌افزاید. در کارهایی که اخیراً در تحلیل حرارتی موتورها صورت گرفته، وانلی⁴ و همکاران با استفاده از روش اجزای محدود و تحلیل سه‌بعدی هم‌زمان پیستون و روغن، به شبیه‌سازی حرارتی پیستون پرداخته‌اند. گسسته‌سازی سه‌بعدی با این فرضیه صورت پذیرفته است که فیلم روغن به‌صورت مقاومت حرارتی یک بعدی عمل می‌کند [2]. در تحقیقی دیگر، هاری گایا⁵ و تودا⁶ 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، شار حرارتی را در نقاط مختلف محفظه احتراق محاسبه کرده‌اند. نتایج نشان

1. Lumped Parameter
2. Resistor-capacitor model
3. Node
4. Wanli
5. Harigaya
6. Toda

که در آن A_s سطحی است که در مجاورت جریان همرفتی قرار دارد. مقاومت تشعشعی از رابطه خطی شده تشعشع به دست می‌آید و بدین صورت تعریف می‌شود:

$$R = \frac{1}{h_r A_r} = \frac{1}{\varepsilon \sigma (T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2) A_r} \quad (6)$$

که در آن A_r سطحی است که در معرض تشعشع قرار دارد. روش پارامتر توده‌ای را می‌توان با نوشتن معادله بقای انرژی برای هر گره به صورت زیر بیان نمود:

$$\sum_j^{cond, rad} \frac{T_j^{p+1} + T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = \sum_j^{flow.out} \frac{T_j^{p+1} - T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_j^{flow.in} \frac{T_j^{p+1}}{R_{i,j}^p} + \sum_{gen} Q_{gen}^p = m_i c_{v,i} \frac{T_j^{p+1} + T_i^p}{\Delta T} \quad (7)$$

در این رابطه، T دمای گره، R مقاومت حرارتی، Q انرژی تولید شده در گره، m جرم و c_v گرمای ویژه حجم ثابت است. زیرنویس‌های i و j بیانگر گره‌های i و j و بالانویس‌های p و $p+1$ نشان‌دهنده گام زمانی قبلی و جاری هستند و Δt اندازه گام زمانی است.

با توجه به اینکه روش تفاضل محدود ضمنی با تفاضل پس‌رونده، نسبت به روش صریح به‌طور بی‌قید 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 به کار سرد موتور با توجه به شرایط گذرای موتور باید از گام زمانی کوچک استفاده شود، ولی در شرایط پایدار گام زمانی می‌تواند بزرگ‌تر شود [1]. پس از اینکه معادله بقای انرژی برای هر گره به صورت مجزاً نوشته شود، دستگاه معادلات خطی که به صورت ضمنی حل می‌گردد، حاصل می‌شود:

$$\left([G] + \frac{[c]}{\Delta t} \right) (T) = (F) + \left(\frac{[c]}{\Delta t} \right) (T) \quad (8)$$

که در آن، $[G]$ ماتریس هدایت و برابر $G_{ij} = 1/R_{ij}$ است. $[C]$ ماتریس قطری ظرفیت و برابر $C_{ii} = m_i c_{p,i}$ است. (F) بردار نیروست که برای تبدیل انرژی در سیستم محاسبه می‌شود. در نهایت باید دسته معادلات به صورت ضمنی برای تعیین بردار (T) حل شود [1]. از آن جایی که مرحله شروع به کار سرد موتور تا گرم شدن موتور مدل نشده و شبیه‌سازی در حالت تعادل حرارتی موتور انجام شده است معادله به صورت ساده شده زیر در می‌آید:

می‌دهد که با افزایش سرعت شعله، میزان بیشینه شار حرارتی کاهش می‌یابد. آنان همچنین، یک رابطه تجربی بین عدد نوسلت با مبنای ضریب انتقال حرارت محلی و عدد رینولدز بر مبنای سرعت شعله به دست آورده‌اند [3]. اصفهانیان، جواهری و غفارپور با استفاده از نرم افزارهای کیوا و نسترن¹ به بررسی اثر شرایط مرزی در رفتار حرارتی پیستون پرداخته‌اند. آن‌ها نشان داده‌اند که استفاده از شرایط مرزی محلی و متوسط زمانی به‌عنوان شرایط مرزی سمت احتراق پیستون، تقریبی مناسب و مهندسی است [4].

2- نظریه‌های حاکم بر مسائل انتقال حرارت

به دلیل تشابه موجود بین توزیع گرما و بار الکتریکی، این امکان وجود دارد که فرایندهای گرمایی را بتوان در قالب مقاومت‌های مختلف گرمایی بررسی کرد. اگر اختلاف دما به صورت معادل اختلاف پتانسیل و شدت انرژی گرمایی به صورت معادل شدت جریان در نظر گرفته شوند، مقاومت گرمایی را می‌توان به صورت نسبت اختلاف دما به گرمای انتقال یافته تعریف کرد:

$$R = \frac{\Delta T}{Q} \quad (1)$$

مقاومت رسانشی محوری در واقع مقاومتی است که در راستای محور Z وجود دارد و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R_z = \frac{L}{KA} \quad (2)$$

که در آن A سطح عمود در جهت محور Z و L فاصله دو نقطه در راستای محور Z است که در راستای شعاع استوانه وجود دارد و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R_r = \frac{Ln(r_2/r_1)}{2\pi HK} \quad (3)$$

که در آن مقادیر r شعاع‌های دو نقطه و H ارتفاع سیلندر مفروض است. مقاومت رسانشی زاویه‌ای در واقع مقاومتی است که در بین دو نقطه در یک ارتفاع Z و شعاع ثابت r و فقط با زاویه متفاوت وجود دارد و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R_\varphi = \frac{\Delta\varphi}{KL} \quad (4)$$

که در آن $\Delta\varphi$ اختلاف زاویه دو نقطه است. مقاومت جابه‌جایی بر اثر جریان همرفتی به‌وجود می‌آید و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$R = \frac{1}{h_c A_s} \quad (5)$$

$$Q_{in} = m_m c_p (T_3 - T_2) = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (15)$$

مسیر 3-4: این مسیر فرایند انبساط یا قدرت را نشان می‌دهد. این مسیر نیز مانند مسیر 1-2، فرایند آنتروپی ثابت فرض می‌شود و روابط زیر برقرار است:

$$V_4 = V_d \quad (16)$$

$$T_4 = T_3 (v_3/v_4)^{k-1} \quad (17)$$

مسیر 4-5: این مسیر در واقع فرایند خروج آبی گازهای حاصل از احتراق را نشان می‌دهد. در این لحظه دریچه خروج باز است و یک فرایند حجم ثابت حاکم است.

مسیر 5-6: این مسیر جاروب کردن گازهای حاصل از احتراق را نشان می‌دهد. در این فرایند دریچه خروج باز است و فشاری در سیستم اعمال نمی‌شود و یک فرایند فشار ثابت حاکم است.

در این روابط کمیت T دما برحسب درجه‌ی سانتی‌گراد، p فشار برحسب kPa ، V حجم برحسب m^3 ، m_a جرم هوا برحسب kg ، m_f جرم سوخت برحسب kg ، γ_c نسبت تراکم، C_p گرمای ویژه در فشار ثابت برحسب $kJ/kg-K$ ، β نسبت حجم در احتراق و k نسبت گرماهای ویژه است [5].

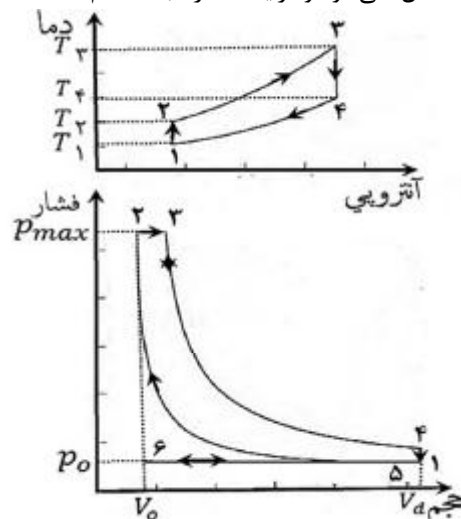
روش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی متوسط به دلیل سادگی، سرعت محاسبات و عدم وابستگی به حل معادلات انتقال حرارت و جریان سیال بسیار محبوب می‌باشد. در این روش برای تمامی نقاط از ضریب جابه‌جایی موضعی ثابت استفاده می‌شود. هنگامی که جریان سیال در محاسبات ضریب جابه‌جایی مؤثر نمی‌باشد و از مقادیر متوسط سرعت برای محاسبه عدد نوسلت استفاده می‌گردد. در بسیاری از شبیه‌سازی‌ها برحسب نیاز و دقت، در استفاده از این روش تغییرات و تعمیم‌هایی مشاهده می‌شود. چند نمونه از این نوع پیشنهادها در ادامه آمده است.

در شبیه‌سازی‌های انتقال حرارت، هندسه اصلی به ناحیه‌های کوچک‌تر و مستقل از هم تقسیم می‌شود و به کمک داده‌های تجربی و حتی تحلیل نتایج موتورهای گذشته برای هر قسمت، ضریب جابه‌جایی متوسط مجزا تعریف می‌گردد. ضریب جابه‌جایی متوسط نسبت به تغییرات دمای دیواره متغیر فرض شده و از نمودار تجربی برای محاسبه این تغییرات استفاده می‌شود. شایان‌ذکر است که این شبیه‌سازی‌ها با تعداد زیادی پیش‌فرض همراه هستند. این روش در مرحله اولیه طراحی کاراست و استفاده از آن در مرحله طراحی نهایی معمولاً پیشنهاد نمی‌گردد. در مسائل بهینه‌یابی که نیاز به اجرای الگو در تعداد مراحل زیاد می‌باشد، استفاده از این روش، انتخابی اقتصادی به حساب می‌آید

$$\sum_j^{cond} \frac{T_j^{p+1} + T_i^{p+1}}{R_{i,j}^p} = 0 \quad (9)$$

در موتور پره‌ای دوار قرار است در صورت امکان از روش خودسوزی به عنوان عامل احتراق استفاده شود. هر چرخه دیزل چند مسیر اصلی دارد که با توجه به شکل 2 روابط مربوطه برای هر مسیر به صورت زیر است:

مسیر 1-6: این مسیر در واقع فرایند مکش را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در این فرایند دریچه ورود هوا باز است، فشاری در سیستم اعمال نمی‌شود و فرایند فشار ثابت حاکم است.



شکل 2 نمودار فشار-حجم و دما-آنتروپی چرخه دیزل

مسیر 1-2: این مسیر فرایند تراکم را نشان می‌دهد. برای این مسیر یک فرایند آنتروپی ثابت فرض می‌شود و روابط زیر برقرار است:

$$V_2 = V_0 \quad (10)$$

$$P_2 = P_1 (r_c)^{k-1} \quad (11)$$

$$T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (12)$$

مسیر 2-3: این مسیر مرحله احتراق و در واقع ورود حرارت در فشار ثابت را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در این فرایند، تمام دریچه‌ها بسته است، فشاری که در اثر احتراق به سیستم اعمال می‌شود، با افزایش حجم محفظه خنثی می‌شود و یک فرایند فشار ثابت حاکم است.

$$P_3 = P_2 \quad (13)$$

$$\beta = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (14)$$

[6 و 7]. در مدل‌سازی‌های موتور از قبیل مدل‌سازی تک نقطه‌ای منطقه‌ای، ضریب انتقال حرارت لحظه‌ای $h_g(\theta)$ بین گاز داخل محفظه و دیواره‌ها، یکی از داده‌های ورودی است. ایچلبرگ¹ برای محاسبه این ضریب، یک رابطه همبستگی ارائه کرد که به صورت زیر تعریف می‌شود [8].

$$h_g(\theta) = 7.67 \times 10^{-3} \times u^{\frac{1}{3}} \times T_g^{\frac{1}{2}} \times P_g^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

که در آن u سرعت مشخصه، T_g دما و P_g فشار گازهای حاصل از احتراق در آن لحظه است.

در ادامه گرمای حاصل از احتراق در یک چرخه را با استفاده از رابطه (15) محاسبه می‌شود. همان طور که از مقایسه مقادیر فوق مشخص است، با توجه به اینکه گرمای حاصل از اصطکاک در مقابل گرمای حاصل از احتراق در یک چرخه بسیار ناچیز است، می‌توان به راحتی در محاسبات از آن صرف نظر نمود.

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = \frac{\dot{m}_f Q_{HV} \eta_c}{n} = \frac{3.52 \times 10^{-3} \left(\frac{kg}{s}\right) \times 42500 \times 10^{-3} \left(\frac{J}{kg}\right) \times 0.4}{\frac{7000 \left(\frac{rev}{s}\right)}{60}} \quad (19)$$

$$= 512914J$$

3- مدل‌سازی و برنامه نویسی

با توجه به ابعاد اولیه موتور و نیز خواص فیزیکی و ترمودینامیکی سوخت و هوا و نیز ابعاد موتور، به مدل‌سازی حرارتی در نرم‌افزار متلب و آباکوس پرداخته شد. ابعاد قطعات و خواص مورد استفاده که در نتایج تحلیل‌ها نقش دارند، در جدول‌های 1 و 2 آمده است.

جدول 1 جنس قسمت‌های مختلف موتور

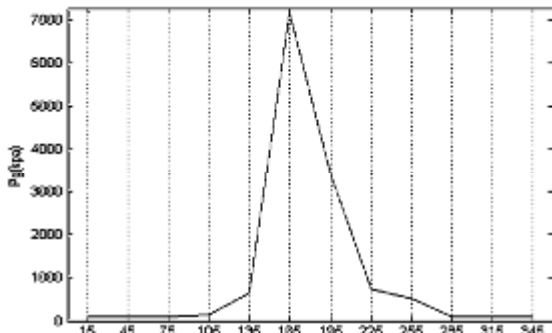
نام قطعه	جنس قطعه	چگالی (kgm^{-3})	ضریب رسانش ($Wm^{-1}K^{-1}$)	دمای ذوب $^{\circ}C$
بادامک	تیتانیوم	4850	19/7	1450
پره	فولاد	7800	27	1680
روتور و پوسته	فولاد	7800	42	1300

جدول 2 مشخصات و مقادیر قسمت‌های مختلف موتور

مشخصات	مقادیر
شعاع داخلی بادامک	40 میلی‌متر
شعاع خارجی بادامک	70 میلی‌متر
عرض پره	30 میلی‌متر
حجم حفره داخل محفظه	132 میلی‌متر مکعب
دمای هوای محیط	30 $^{\circ}C$
دمای هوای ورودی به داخل موتور	60 $^{\circ}C$
دمای روغن ورودی به داخل موتور	60 $^{\circ}C$
دمای آب خنک‌کننده ورودی به داخل موتور	80 $^{\circ}C$
ظرفیت گرمایی هوا در فشار ثابت	1/108 ($kJkg^{-1}K^{-1}$)
ظرفیت گرمایی هوا در حجم ثابت	0/821 ($kJkg^{-1}K^{-1}$)
بازده مکانیکی	0/75
نسبت هوا به سوخت	14/7
ارتفاع منحنی بادامک h	30 میلی‌متر
حداقل فاصله‌ی روتور تا بادامک	1/1 میلی‌متر
شعاع خارجی پوسته r	110 میلی‌متر
پهنای پره	6/5 میلی‌متر
ضریب جابه‌جایی هوای محیط	6 ($Wm^{-2}K^{-1}$)
ضریب جابه‌جایی هوای ورودی به موتور	35 ($Wm^{-2}K^{-1}$)
ضریب جابه‌جایی روغن ورودی به موتور	3200 ($Wm^{-2}K^{-1}$)
ضریب جابه‌جایی آب ورودی به موتور	6400 ($Wm^{-2}K^{-1}$)
چگالی هوا	1/181 (kgm^{-3})
ارزش حرارتی سوخت	42500 ($kJKg^{-1}$)
بازده احتراق	0/9
سرعت دورانی بیشینه موتور	7000(rpm)

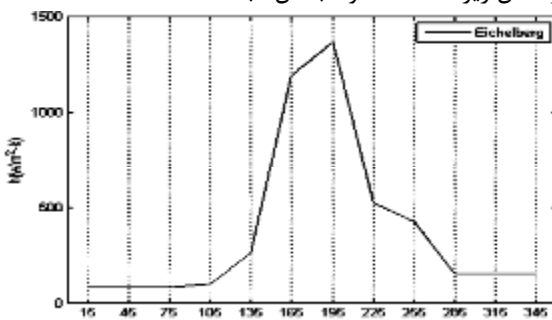
یکی از مقادیری که برای محاسبه و مدل کردن چرخه دیزل ضروری است، میزان حجم محفظه احتراق در هر موقعیت از چرخه است. به کمک منحنی بادامک می‌توان این مقادیر را محاسبه نمود (شکل 3).

1. Eichelberg



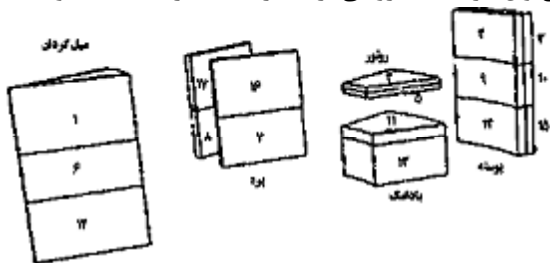
شکل 6 میزان فشار محفظه احتراق در هر موقعیت از چرخش پره‌ها

در نهایت با استفاده از دما و فشار محفظه‌ها و جایگذاری مقادیر در رابطه، همبستگی ایچلبرگ به دست می‌آید که می‌توان آن را در شکل زیر مشاهده نمود (شکل 7).



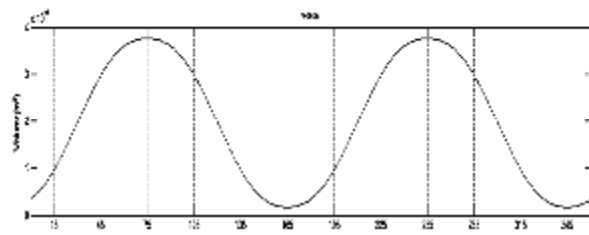
شکل 7 ضریب جابجایی گازهای درون محفظه، در هر موقعیت از چرخش پره‌ها (همبستگی ایچلبرگ)

برای مدل کردن حرارت در موتور از روش پارامتر توده‌ای استفاده می‌کنیم. بر اساس این روش اجزاء و قطعات مختلف موتور به گره‌های حرارتی متعددی تقسیم می‌شوند. در این کار هر محفظه احتراق به 17 گره تقسیم شده و در مجموع 408 گره حرارتی برای کل موتور در نظر گرفته می‌شود. با نوشتن معادله انرژی برای هر گره و حل دستگاه معادلات به دست آمده، می‌توان دمای متوسط هر گره را محاسبه نمود. در شکل 8 می‌توان گره‌های مفروضی برای هر محفظه را مشاهده نمود.



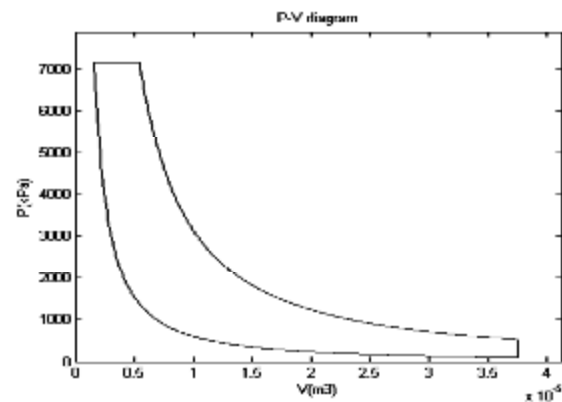
شکل 8 گره‌های مفروضی برای هر محفظه روی قطعات به صورت

مجزاً



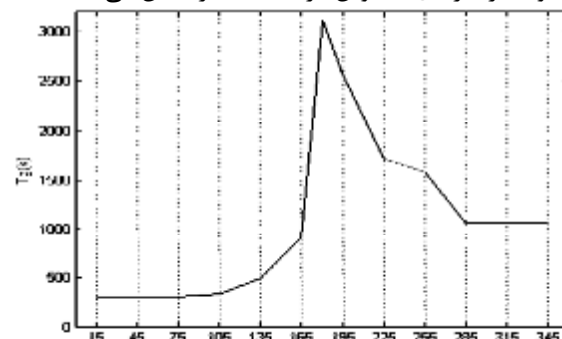
شکل 3 تغییرات حجم بین دو پره نسبت به زاویه چرخش روتور

همان طور که قبلاً نیز عنوان شد چرخه دیزل از دو فرآیند آنتروپی ثابت، یک فرآیند حجم ثابت و یک فرآیند فشار ثابت تشکیل شده است. در موتور دورانی نیز این چرخه را منتظر قرار گرفته و با کدنویسی انجام شده در نرم افزار متلب، چرخه این موتور در شکل 4 مشاهده می‌شود.



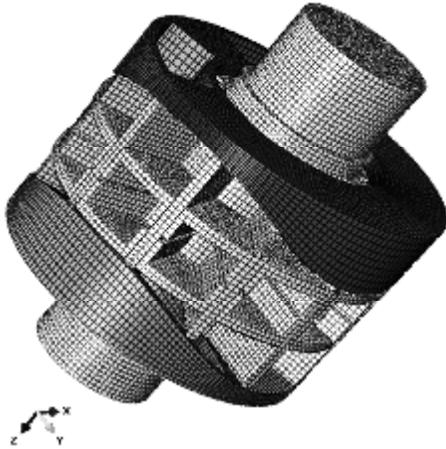
شکل 4 چرخه دیزل موتور دورانی

برای اینکه بتوان ضریب جابه‌جایی متوسط هر محفظه را مطابق رابطه همبستگی ایچلبرگ محاسبه نمود، مقادیر دما و فشار محفظه‌ها را باید با توجه به موقعیت قرارگیری آن‌ها محاسبه کرد. بدین منظور با ترکیب روابط استفاده شده در شکل‌های 3 و 4 می‌توان نمودار دما و فشار را استخراج نمود. شکل‌های 5 و 6 دما و فشار گازهای محبوس در محفظه‌ها را نشان می‌دهد.



شکل 5 میزان دمای محفظه احتراق در هر موقعیت از چرخش پره‌ها

شکل و منحنی بادامک به دلیل پیچیدگی در نرم‌افزارهای طراحی مانند کتیا ایجاد و سپس وارد آباکوس گردید (شکل 9).



شکل 9 مدل شبکه‌بندی شده

برای تک‌تک محفظه‌ها، گاز درون محفظه و هم‌چنین هوای خنک‌کننده داخل و بیرون موتور به صورت فیلمی از سیال روی سطوح مختلف اعمال می‌شود. بدین منظور ابتدا سطوح مختلف برای نرم‌افزار تعریف شده و سپس فیلم سیال و خصوصیات آن به همه سطوح اختصاص می‌یابد. به‌علاوه باید در این مرحله، بین تمام سطوح درگیر، نوع ارتباط اجزاء مشخص گردد. در نهایت با شبکه بندی، مدل سازی به اتمام می‌رسد.

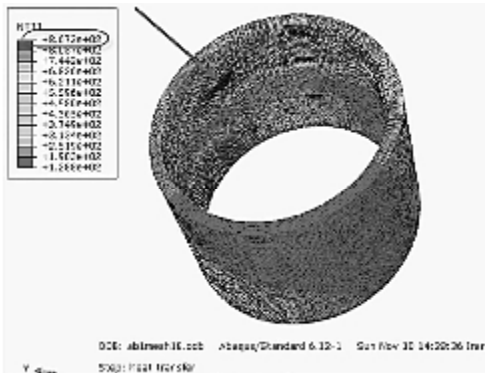
4- بحث روی نتایج و صحنه گذاری آنها

با انجام محاسبات و حل معادلات ماتریسی در متلب، در نهایت دمای همه گره‌ها محاسبه شد و دمای سطح پره‌ها و بادامک‌ها که بیشترین تماس را با گازهای داغ دارند در بالاترین حد باشند (حول محفظه احتراق). برای اینکه بتوان صحت دماهای محاسبه‌شده در متلب را اثبات نمود، باید با توجه به ابعاد و محل قرارگیری هر گره، در آباکوس نیز مجموعه اجزاء متناظر با آن‌را در نظر گرفت. همان‌طور که در شکل 8 ملاحظه شد، گره 8 در واقع قسمتی از پره بود که در محفظه احتراق و در مجاورت با گازهای داغ داخل آن قرار داشت و یکی از گرم‌ترین بخش‌های موتور و بسیار با اهمیت است. با در نظر گرفتن این گره و انتخاب اجزای معادل آن در نرم‌افزار، این‌بار دمای متوسط این گره به کمک تحلیل گر آباکوس محاسبه می‌شود. شکل 10 نحوه انتخاب اجزاء، در مدل آباکوس را نشان می‌دهد.

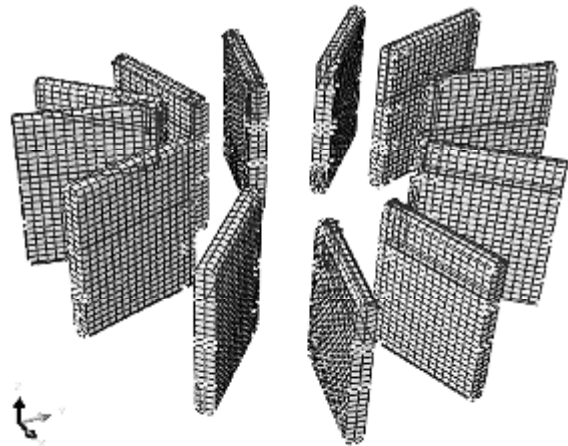
مطابق شکل، گره‌های 6، 7، 8، 5، 11 و 9 محفظه احتراق را تشکیل می‌دهند. گره‌های 4، 1، 16، 17 و 2، سطوح در تماس با خنک‌کننده داخل موتور است که در ابتدا هوا فرض شده است. گره‌های 3، 10 و 15 نیز روی پوسته قرار دارند و از بیرون در مجاورت هوای آزاد قرار دارند. گره‌های 12، 13 و 14 نیز قسمت‌های فلزی پوسته، بادامک و میل گردان هستند که در واقع انتقال حرارت رسانی دارند. برای درک بهتر روش مدل‌سازی، معادلات برای یکی از گره‌ها نوشته می‌شود. گره 6 قسمتی از میل گردان است که در تماس با گازهای داخل محفظه احتراق می‌باشد. با توجه به شکل 8، این گره از بالا و پایین با گره‌های 1 و 12، از طرفین به‌صورت شعاعی با گره‌های 6 محفظه‌های قبل و بعد و در نهایت در داخل محفظه در معرض انتقال حرارت جابه‌جایی گازهای داخل محفظه است. معادله انرژی برای این گره به‌صورت زیر است

$$\begin{aligned} & \frac{k_{sh} \times L_m}{\Delta Q} (T_{sh-c}(j) - T_{sh-c}(j-1)) + \\ & \frac{k_{sh} \times L_m}{\Delta Q} (T_{sh-c}(j) - T_{sh-c}(j+1)) + \\ & \frac{k_{sh} \times A_2}{L_1(j)} (T_{sh-c}(j) - T_{sh-c}(j)) + \\ & \frac{k_{sh} \times A_2}{L_2(j)} (T_{sh-c}(j) - T_{sh-c}(j)) + \\ & (h_g(j)A_7(j) \times (T_{sh-c}(j) - T_g(j))) = 0 \quad (20) \end{aligned}$$

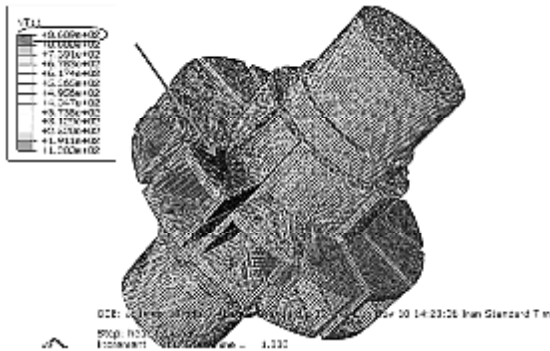
که در آن k_{sh} ضریب رسانش میل گردان، L_m طول معادل مقاومت رسانی زاویه‌ای، A_2 سطح مقطع رسانی محوری، $L_1(j)$ و $L_2(j)$ طول مقاومت رسانی محوری، $A_7(j)$ سطح مقطع مقاومت جابه‌جایی که در معرض گازهای درون محفظه است، $h_g(j)$ ضریب جابه‌جایی ایچلبرگ برای هر محفظه است، j زیر نویس شماره‌دهنده محفظه، sh زیر نویس مربوط به میل گردان، زیر نویس c به عنوان گره در مرکزیت، زیر نویس Γ گره در محفظه سمت راست و زیر نویس l گره در محفظه سمت چپ می‌باشد. همان‌طور که از سبک نوشتاری زیرنویس‌ها مشخص است، این مقادیر برای هر محفظه متفاوت بوده و مقادیر آن، در مجموع، به صورت ماتریسی از اعداد محاسبه و در معادلات قرار می‌گیرد. به‌همین ترتیب معادلات انرژی برای همه گره‌ها نوشته می‌شود و با حل ماتریس کلی، دمای متوسط تمامی گره‌ها محاسبه می‌شود. در ادامه کار، مدل در آباکوس ایجاد می‌شود.



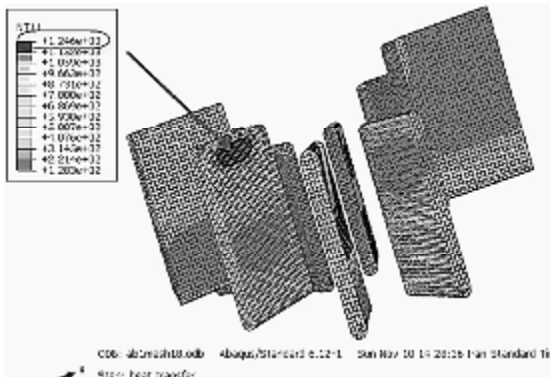
شکل 12 دمای زیاد سطوح در لحظه انفجار در پوسته



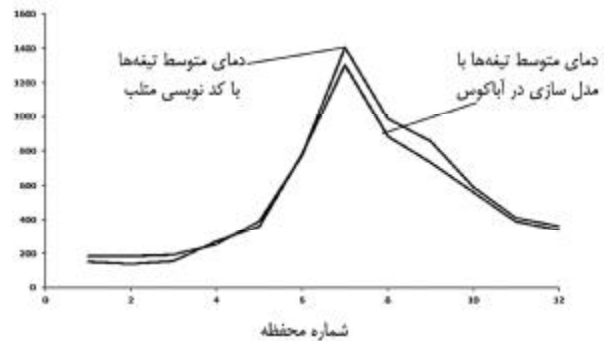
شکل 10 نحوه انتخاب اجزاء، در مدل آبکوس



شکل 13 دمای زیاد سطوح در لحظه انفجار در روتور



شکل 14 دمای زیاد سطوح در لحظه انفجار در پره



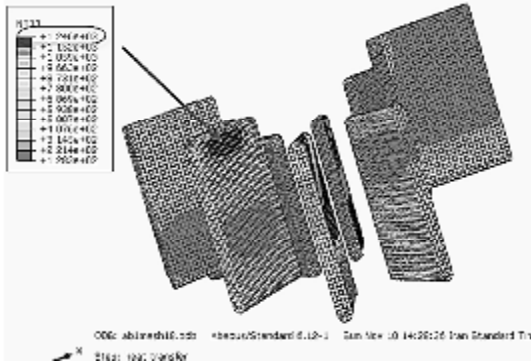
شکل 11 مقایسه نتایج دمای متوسط پره‌های درون موتور

در نهایت مناسب‌ترین توزیع دمایی روی قطعات موتور دورانی، با توجه به تمهیدات و به‌کارگیری مطالب قبلی، محاسبه گردید. بدیهی است که بیش‌ترین دمای سطوح در لحظه انفجار می‌باشد (شکل‌های 12 تا 15). بنابراین باید بیشینه دمای به‌دست آمده از تحلیل مدل، با دمای مجاز سطوح مختلف محفظه، در حالت انفجار مقایسه گردد. معمولاً در موتورهای احتراق داخلی، مبنای دمای مجاز قطعات داخلی و در معرض گازهای حاصل از احتراق، دمای ذوب قطعات است. بر این اساس، دمای سطوح کلیه قطعات باید از 0/66 دمای ذوب آن‌ها کمتر باشد [9].

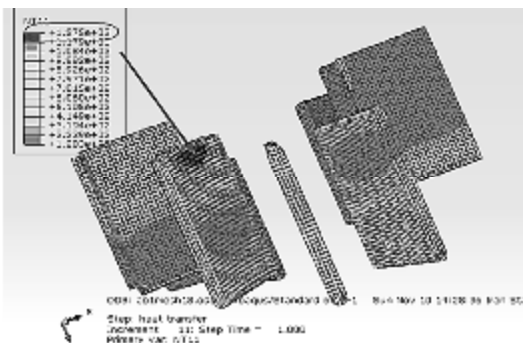
سرعت دورانی موتور، یکی از مهم‌ترین مواردی است که در طراحی و توزیع دمای موتور احتراقی بسیار دخیل است. همان‌طور که از رابطه ایچلبرگ مشخص است با افزایش سرعت متوسط، ضریب جابه‌جایی گازهای حاصل از احتراق افزایش و با افزایش ضریب جابه‌جایی گازها، دمای بیشینه موتور افزایش می‌یابد. این ادعا را می‌توان، با بررسی تغییرات سرعت دورانی و اثر آن بر توزیع دمای مدل، صحت گذاشت. در جدول 4 دمای بیشینه به ازای سرعت دورانی‌های مختلف موتور قابل مشاهده است. همچنین در شکل‌های 16 تا 18، توزیع دما به ازای سرعت دورانی‌های مختلف در پره‌ها که بالاترین دما را دارند، نشان داده شده است.

جدول 4 دمای بیشینه به ازای سرعت دورانی‌های مختلف موتور دورانی

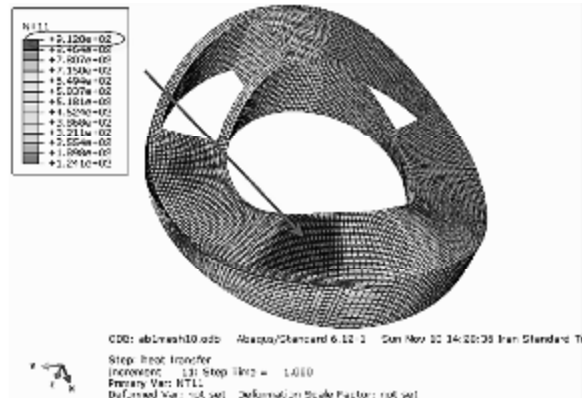
سرعت دورانی بیشینه موتور (دور در دقیقه)	دمای بیشینه موتور (درجه سانتی‌گراد)
7000	1246
8000	1275
10000	1315



شکل 16 توزیع دمای پره به ازای سرعت 7000 دور در دقیقه



شکل 17 توزیع دمای پره به ازای سرعت 8000 دور در دقیقه



شکل 15 دمای زیاد سطوح در لحظه انفجار در بادامک

در جدول 3 دمای ذوب و دمای بیشینه حاصل از مدل‌سازی از مقاطعات موتور دورانی آورده و مورد مقایسه قرار گرفته است. پس از مقایسه می‌توان نتیجه گرفت که کلیه سطوح به‌جز پره‌ها در دمای مناسب قرار دارند و جنس انتخابی آن‌ها از لحاظ دمای مجاز مورد تأیید است.

جدول 3 دمای ذوب و دمای بیشینه قسمت‌های مختلف موتور

نام قطعه	جنس قطعه	دمای ذوب °C	66 درصد دمای ذوب °C	دمای بیشینه حاصل از مدل‌سازی °C
بادامک	تیتانیوم	1450	966	912
پره	فولاد	1680	1120	1246
روتور	فولاد	1300	786	860
پوسته	فولاد	1300	786	867

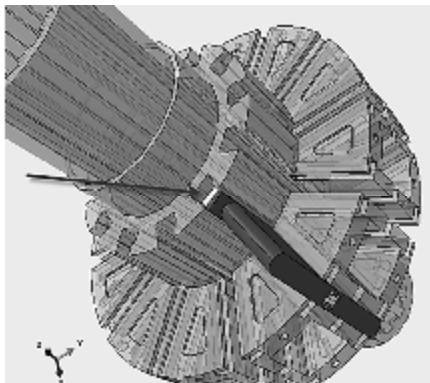
برای سطح پره‌ها که دما بیش‌تر از حد مجاز است، می‌توان از یک روکش با دمای کاری بالا استفاده نمود. از آنجایی که دور موتور بالاست و پره‌ها در مسیر حرکت خود، مدام در محفظه‌های دیگر به سرعت سرد شده و دمای سطح آن کاهش می‌یابد، بنابراین عمق نفوذ گرما در سطح پره بسیار ناچیز است. این عمق نفوذ برای موتورهای معمولی با دور پایین، حدود یک میلی‌متر می‌باشد [10]. پس با به‌کارگیری یک روکش سرامیکی نازک روی پره‌ها می‌توان مشکل را برطرف نمود. نیتريد سیلکون و زیرکونیوم از روکش‌های معمول و قابل‌استفاده در موتورها است [10]. با توجه به دمای بیشینه روی سطح پره، استفاده از روکش زیرکونیوم پیشنهاد می‌شود. روکش زیرکونیوم با 6 تا 7 درصد تنگستن (7YSZ) در دمای بالای 1300 درجه سانتی‌گراد قابل استفاده است [11].

قابلیت فنریت خود را حفظ می‌کنند و باعث آببندی بین دو طرف پره‌ها با سطح بادامک می‌شوند.

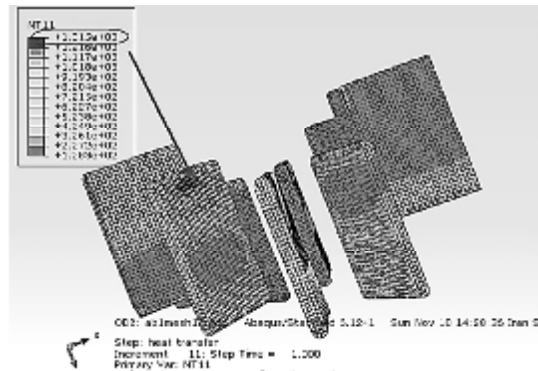


شکل 20 مدل پره‌ی نهایی

پره‌ها از پهنا بین میل‌گردان و پوسته قرار دارند. مناسب‌ترین کار برای آببندی این قسمت، با توجه به دمای جاهای مختلف، قرارگیری فنر در پشت پره در محل اتصال به میل‌گردان بود (شکل 21). دلیل انتخاب این محل، باز همانند فنرهای وسط پره‌ها، دمای پایین سطوح در شیار میل‌گردان بود. همان‌طور که در شکل 22 مشخص است، حداکثر دما در شیار میل‌گردان به 312 درجه سانتی‌گراد می‌رسد. وجود فنر باعث ایجاد فشار، در پشت پره‌ها شده و آببندی آن‌ها را با پوسته فراهم می‌سازد. البته در هنگام چرخش، نیروی گریز از مرکز نیز به این امر کمک می‌کند. فنرهای این قسمت نیز فنر موجی ساخت شرکت اسمالی است. برای آببندی بین سیال خنک‌کننده داخل موتور و گازهای درون محفظه‌ی احتراق، پره و فنرهای آببند در محل روتور تعبیه شد (شکل 23). محل قرارگیری آن‌ها نیز طوری است که هم دمای سطوح در آنجا پایین است (حداکثر 312 درجه سانتی‌گراد) و هم به وسیله روغن خنک می‌شوند (شکل 24). آببندهای این قسمت نیز از جنس چدن و فنرهای موجی شرکت اسمالی انتخاب گردید.



شکل 21 محل قرارگیری فنر پشت پره در محل اتصال به میل‌گردان



شکل 18 توزیع دمای پره به ازای سرعت 10000 دور در دقیقه

در طرح و پیشنهاد اولیه، از آنجایی که پره‌ها مدام باید روی بادامک‌ها حرکت کنند، در دو سمت پره، فنر و آببند در نظر گرفته شد (شکل 19).

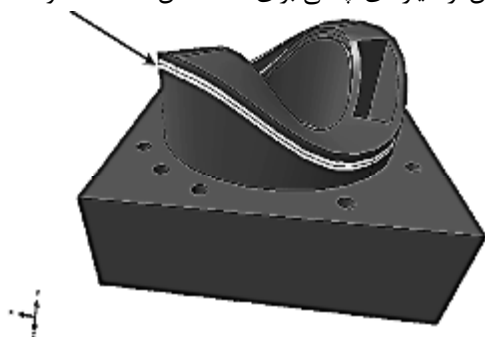


شکل 19 مدل اولیه پره

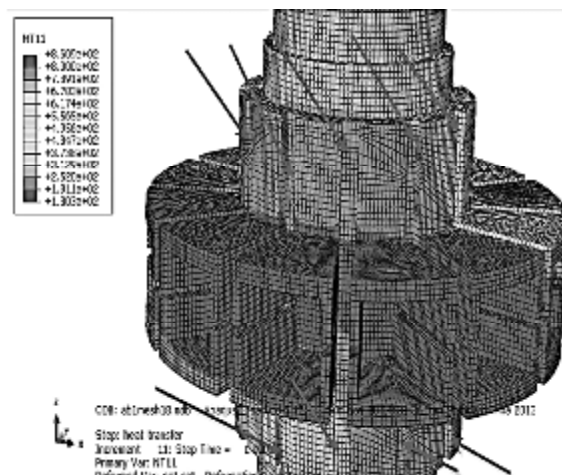
این مدل دو مشکل اساسی داشت، اول اینکه در دورهای بالای موتور، از لحاظ مکانیکی باعث ایجاد تنش‌های زیادی می‌شود و با توجه به مدل‌سازی دینامیکی، مناسب نبود. از طرفی با توجه به مدل‌سازی‌های حرارتی، در محل قرارگیری آببندها، دمای پره بسیار بالا و استفاده از آببند و فنر غیرعملی بود؛ بنابراین نوع طراحی تغییر کرده و پره‌های جدید مطابق شکل 20 انتخاب شد. همان‌طور که در شکل مشخص است، محل قرارگیری فنر و رابط آن طوری است که اولاً در تماس مستقیم با گازهای داغ محفظه نیست و دوماً اینکه، می‌توان به وسیله روغن، آن را خنک نمود. دمای محل قرارگیری آن، با توجه به تحلیل حرارتی، در حالت بیشینه بین 200 تا 300 درجه سانتی‌گراد است. بنابراین جنس انتخابی رابط که همان چدن است از لحاظ دمایی هیچ مشکلی ندارد. نوع فنر نیز با توجه به کار همکاران و دمای مجاز از شرکت اسمالی¹ به صورت استاندارد از سری ال‌اس² انتخاب شد. این فنرهای موجی تا دمای 350 درجه سانتی‌گراد به خوبی

1 Smalley
2 LS Series

رینگ‌ها نیز با توجه به شکل 15 باید در منطقه‌ای که دما مناسب و زیر 300 درجه سانتی‌گراد است، قرار بگیرد. در نتیجه می‌توان از آلیاژهای چدنی برای ساخت آن استفاده نمود.



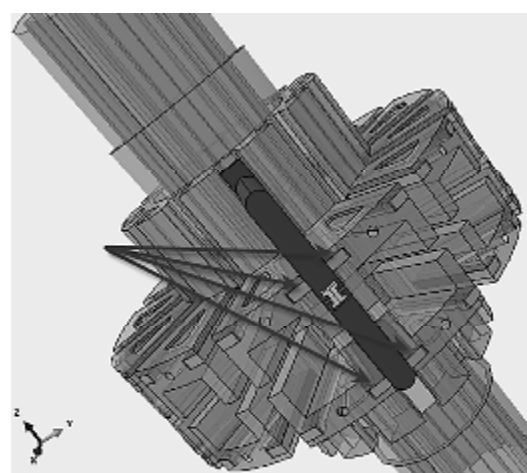
شکل 25 رینگ‌های آببندی بین بادامک و پوسته



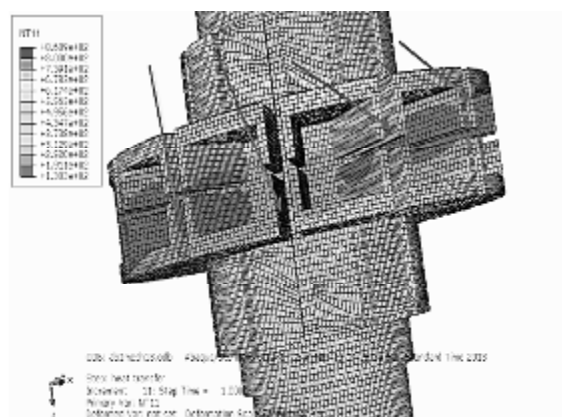
شکل 22 دمای شیپ‌های روتور برای قرارگیری فنر و آببند

5- فهرست علائم

A	سطح مقطع (m^2)
a	شتاب (ms^{-2})
$[C]$	ماتریس قطری
c_p	گرمای ویژه فشار ثابت ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
c_v	گرمای ویژه حجم ثابت ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
F	نیرو (N)
$[G]$	ماتریس هدایت
H	ارتفاع (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
k	ضریب انتقال حرارت رسانایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
L	فاصله (m)
m	جرم (kg)
n	سرعت دورانی (rpm)
P	فشار (kPa)
Q	گرما (W)
Q_{HV}	ارزش حرارتی سوخت (Jkg^{-1})
R	مقاومت گرمایی (KW^{-1})
r	شعاع (m)
r_c	نسبت تراکم
T	دما (K)
t	زمان (m)
u	سرعت مشخصه (ms^{-1})
V	حجم (m^3)
W	کار انجام شده (J)



شکل 23 محل قرارگیری آببندهای پره و روتور



شکل 24 دمای سطح در محل قرارگیری آببندهای پره و روتور

آخرین آببند مورد بحث در اینجا، روی بادامک قرار می‌گیرد و باعث آببندی بین بادامک و پوسته می‌شود (شکل 25). با توجه به شکل خاص بادامک، باید از دو رینگ استفاده نمود. محل

- [3] M. Maerefat, A.Omidvar, Thermal Comfort, pp. 15-21, Tehran: Kelid Amoozesh, 2008. (In Persian)
- [4] T. Itoh, *Numerical Techniques for Microwave and Millimeter and Millimeter-Wave Passive Structures*, Second Edition, pp. 305-320, New York: Wiley, 1989.
- [5] M. Kaviani, *Heat transfer in porous media*, in: W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho (Eds.), *Handbook of Heat Transfer*, pp. 9.32-9.43, New York: McGraw-Hill, 1998.
- [6] H. J. Amlashi, H. Shokouhmand, B. Kamkari, Experimental study of charging process in thermal energy storage system using phase change material, in *The 4th International Conference on Heating, Ventilating and Air Conditioning*, Tehran, Iran, 2012. (In Persian)
- [7] V. P. Carey, Modeling of microscale transport in multiphase systems, in *Proceeding of The Eleventh Heat Transfer Conference*, Philadelphia: Taylor & Francis, pp. 23-40, 1998.
- [8] A. Zolfaghari, *Modification of standard thermal comfort models by using the frequency thermal analysis of the human body*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, 2010. (In Persian)
- [9] S. F. Hassell. *Stress Analysis in Pressure Vessels*, Accessed 8 September 2009; <http://www.shieldco.com/tutorial/24>.
- [10] *Methods of gas consumption reduction in residential and commercial buildings*, Accessed 20 July 2013; <http://www.ifco.ir/building/ConservationHints/Intro.asp>. (In Persian)
- [11] W. F. Merkel, W. M. Jones, R. G. Klimo, *HVAC adjustment module*, US Patent No. 8493008, 2013.
- [12] J. Davids, D. Smith, *Analysis of constant-velocity joints under high torque*, HMSO, London, pp. 1-8, 1996.

علائم یونانی

α	زاویه نیرو (rad)
β	نسبت حجم
ε	ضریب صدور
μ	ضریب اصطکاک
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	ثابت استفان بولتزمن
φ	زاویه سمت (rad)
Δ	اختلاف
η	بازده

بالانویس‌ها

cond	رسانش
conv	جابجایی
flow	جریان
in	ورودی
k	نسبت گرمای ویژه
out	خروجی
p	شماره گام
rad	تابش

زیرنویس‌ها

a	هوا
c	احتراق
f	سوخت
g	گازهای حاصل از احتراق
gen	تولید شده
i	شماره گره
j	شماره گره
n	عمودی
s	سطح
sh	میل گردان
t	مماسی

6- مراجع

- [1] A. Farshidianfar, M. Shafipoor, M. Sabbagh Sabzevar, Analysis of Nonlinear Vibrations of Impact Dampers in Boats, *Journal of Vibration and Mechanical Engineering*, Vol. 1, No. 1, pp. 7-14, 2011. (In Persian)
- [2] S. G. Tuttle, S. Chaudhuri, K. M. Kopp-Vaughan, T. R. Jensen, B. M. Cetegen, M. W. Renfro, J. M. Cohen, Lean blowoff behavior of asymmetrically-fueled bluff body-stabilized flames, *Combustion and Flame*, Vol. 160, No. 9, pp. 1677-1692, 2013.