

شبیه‌سازی چرخه عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای و پیش‌بینی عامل‌های عملکردی

سپهر صنایع

دانشیار دانشکده مکانیک دانشگاه علم و صنعت، آزمایشگاه بهینه‌سازی سامانه‌های انرژی

امیررضا مختاری فرد *

کارشناس ارشد مکانیک

amirreza_mokhtari@yahoo.com

* نویسنده مسؤل / پذیرش نهایی مقاله: ۱۳۸۷/۹/۱۸

چکیده

در این مقاله نتایج شبیه‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای و پیش‌بینی عامل‌های عملکردی موتور و آلاینده‌های حاصل از آن ارائه شده است. شبیه‌سازی فرآیندهای مکش و تخلیه به روش پر و خالی شدن و فرآیند احتراق به صورت شبه دومنطقه‌ای (منطقه سوخته و نسوخته) صورت گرفته است. همچنین از قانون بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک، معادله انرژی و قانون گازهای کامل نیز برای محاسبه متغیرهای ترمودینامیکی در پایان هر گام محاسباتی استفاده شده است. در انتها، نتایج عددی الگوسازی با نتایج تجربی موتور پرآید مقایسه شده‌اند که از توافق خوبی برخوردار است.

کلیدواژه‌ها: الگوسازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای، احتراق، آلاینده‌ها، مکش و تخلیه، پر و خالی شدن

۱- مقدمه

موتورهای درونسوز که انرژی شیمیایی سوخت را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کنند، نخستین و عمده‌ترین محرک‌های تولید توان در کاربردهای متفاوتی چون تولید برق و حمل و نقل می‌باشند. موتورهای اشتعال جرقه‌ای تاکنون پیشرفت‌های اساسی داشته‌اند، اما به علت کمبود منابع سوخت رایج و افزایش محدودیت‌های آلودگی محیطی، توجه بسیاری برای بهینه‌سازی این موتورها وجود دارد. یکی از ابزارهای بسیار قوی در تحلیل عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای، الگوسازی رایانه‌ای عملکرد و آلاینده‌های آن‌هاست. در ایران نیز تاکنون الگوهای متعددی برای پیش‌بینی عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای ارائه شده است. به عنوان مثال فرآیندهای چرخه بسته موتور اشتعال جرقه‌ای توسط مهدی کزازی [۱] برای پیش‌بینی آلاینده‌ها در موتورهای اشتعال جرقه‌ای با استفاده از حل تفاضلی به جای حل دیفرانسیلی و انتگرالی شبیه‌سازی شده است. همچنین نرم افزار ساپنگ^۱ برای شبیه‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای به روش پر و خالی شدن به توسط جواد خادم [۲] با استفاده از معادلات دیفرانسیلی و انتگرالی ارائه شده است. در الگوی ارائه شده در این مقاله با شبیه‌سازی فرآیندهای تبادل گاز، احتراق، تراکم و انبساط

بررسی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای انجام شده و بر اساس الگوی حاضر، محاسبه متغیرهای ترمودینامیکی و عملکردی موتور نظیر فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی صورت پذیرفته است. بعلاوه بازده، گشتاور، توان، فشار میانگین مؤثر موتورهای اشتعال جرقه‌ای بررسی شده است. احتراق به صورت الگوی دومنطقه‌ای شبه بعدی (سوخته و نسوخته) در نظر گرفته شده و برای محاسبه آلاینده‌ها از معادلات تعادلی و هیدروکربن‌های نسوخته از الگوی توسعه یافته زلدوویچ [۳] استفاده شده است. همچنین اتلاف حرارت از الگوی انتقال حرارت و شنی [۴] به دست آمده است. در انتها برای ارزیابی میزان دقت نتایج حاصل از الگوسازی، این نتایج با نتایج حاصل از آزمون تجربی موتور پرآید بر روی لگامترمز^۲ مقایسه شده‌اند.

۲- معادلات و روابط حاکم

در ابتدا به معادلات حاکم که در فرآیندهای داخلی موتور به کار می‌روند، اشاره می‌شود:

۲-۱- انتقال حرارت

وشنی [۴] معادله را برای محاسبه انتقال حرارت پیشنهاد داد:

$$h_c = CB^{m-1} P^m W^m T^{0.75-1.62m} \quad (1)$$

در معادله (۱) C عدد ثابت B قطر استوانه P فشار داخل استوانه، T دمای متوسط

Dynamometer -۲

موتورهای اشتعال جرقه‌ای بین ۲ و ۴ تا ۸ درصد سوخت وارد شده در نظر گرفته می‌شود [۷].

۲-۶- میزان کل کار اصطکاکی موتور

همه کار اصطکاکی موتور از سه جزء تشکیل یافته است: الف- کار تلمبه‌ای گازها (W_p) که برابر کار خالص انجام شده در هر چرخه به توسط سمبه، بر روی گازهای داخل استوانه در هنگام مکش و تخلیه است.

ب- کار اصطکاکی (W_{rf}) که به واسطه جابه جایی سمبه و سایش به دست می‌آید.
ج- کار لوازم جانبی (W_a) که برابر انرژی مورد نیاز برای راه اندازی لوازمی مانند تلمبه‌ها، پنکه، دینام و ... است. همه کار اصطکاکی موتور را می‌توان به این صورت بیان کرد:

$$W_{tf} = W_p + W_{rf} + W_a \quad (10)$$

میزان فشار مؤثر متوسط اصطکاکی برای موتورهای SI با حجم ۸۴۵ تا ۲۰۰۰ cm^۳ به عنوان تابعی از سرعت با استفاده از معادله تصحیحی بارنز - موس [۱۷] به دست می‌آید

$$f_{mep} = 0.97 + 0.15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0.05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (11)$$

که در آن f_{mep} و N بترتیب بر حسب bar و rpm (تعداد دور در هر دقیقه) است. برای سادگی فرآیند شبیه‌سازی مقدار کار اصطکاکی و تلمبه‌ای از دست رفته را برابر ۴.۴۶ bar [۷] در نظر می‌گیریم. لذا مقدار فشار مؤثر متوسط اصطکاکی را می‌توان از معادله زیر محاسبه کرد [۷]:

$$i_{mep} = b_{mep} + (p_{mep} + f_{mep}) \quad (12)$$

با استفاده از نتیجه شبیه‌سازی صورت گرفته بر روی موتور که شامل متغیرهای عملکردی داخلی موتور است و با بهره‌گیری از اتلاف‌های اصطکاکی موتور، می‌توان به عملکرد ترمزی دست یافت.

۲-۷- تعیین میزان جریان‌های ورودی و خروجی

جریان جرمی عبوری از دریچه‌ها معمولاً با معادله جریان تراکم‌پذیر روی این مانع‌ها و از تحلیل جریان هم‌انرژی یک بعدی استخراج می‌شود. در فرآیندهای تبادل گازی نیاز به محاسبه سطح مؤثر عبور جریان است. با داشتن نمودار تجربی جابه جایی دریچه‌ها به ازای درجه میل لنگ و مشخصات هندسی دریچه‌ها و با استفاده از معادلات موجود در مرجع [۷] در سه حالت مختلف جابه جایی دریچه می‌توان سطح مؤثر عبور جریان از میان دریچه‌ها را محاسبه کرد. با این فرض و این که سرعت ورودی ناچیز است، می‌توان نوشت:

$$m = \frac{C_D A_R P_0}{(RT_0)} \left(\frac{P_r}{P_0} \right) \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (13)$$

که در آن γ نسبت گرماهای ویژه و C_D ضریب تخلیه ناشی از اثرات جریان ثانویه، جدایی لایه مرزی و اصطکاک است.

$$Lnk = 2.743 - \frac{1.761}{t} - \frac{1.611}{t^2} + \frac{0.2803}{t^3} \quad (5)$$

که در این، T دمای محصولات بر حسب درجه کلوین است. این معادله در محدوده $400 < T < 3200$ دقت خوبی دارد.

۲-۳- انرژی آزادشده در فرآیند احتراق

برای محاسبه میزان انرژی آزادشده در موتورهای اشتعال جرقه‌ای می‌توان از تابع وایب [۷] که دارای دو متغیر قابل تنظیم است، استفاده کرد.

$$X_b = 1 - \exp(-a \{ [\theta - \theta_0] / \Delta \theta_b \}^{(m+1)}) \quad (6)$$

$$X_b = \frac{m_b}{m} \quad \text{---} \quad m = m_b + m_u$$

در معادله (۶) زاویه میل لنگ، θ_0 زاویه شروع احتراق Δq_b مدت زمان احتراق از $X_b = 0$ تا $X_b = 1$ $a = 5$ و $m = 2$ [۱۸] مقادیر ثابت اند.

۲-۴- انرژی از دست رفته نشتی

انتالپی کاهش یافته به واسطه نشتی از استوانه برابر است با:

$$h_l = (1 - x^2) h_u + x^2 h_b \quad (7)$$

که بیان‌کننده آن است که بیشترین مقدار نشتی به واسطه خارج شدن گازهای نسوخته نسبت به گازهای سوخته در مراحل اولیه احتراق است. در مراحل اولیه احتراق گازهای نسوخته از حلقه‌ها نشت می‌کنند. در مراحل نهایی احتراق گازهای سوخته از حلقه‌ها نشت می‌کنند. بنابراین h_l به این صورت تخمین زده می‌شود [۱۸]:

$$h_l = (1 - x^2) h_u + x^2 h_b \quad (8)$$

این معادله تجربی است که حدهای آن هنگامی که X به سمت صفر میل می‌کند و یا X به سمت یک میل کند، صحیح است. در این معادله، سهم بیشتری از گازهای نسوخته نشت می‌کنند.

۲-۵- هیدروکربن‌های نسوخته

در لحظه احتراق و پیش از احتراق، درصدی از هیدروکربن موجود روی دیواره استوانه و فضای بین سمبه و دیواره، قرار می‌گیرد که در هنگام احتراق به علت نرسیدن شعله به آن نواحی، نمی‌سوزد، در حالی که به علت وجود اکسیژن کافی، اکسید می‌شوند که می‌توان از معادله تجربی (۹) استفاده کرد:

$$\frac{d[HC]}{dt} = -Cr.A.[HC].[O_2].\exp(-E/RT) \text{ (mol cm}^3 \text{ s)} \quad (9)$$

انرژی واکنش E و ضریب پیش‌نمایی A بترتیب برابر 37230 و 6.7×10^{15} است. Cr متغیری بی‌بعد است که برای تطابق با داده‌های آزمایش وارد می‌شود. T دما و R ثابت عمومی گاز بر حسب $J / \text{mol} \cdot K$ است. برای محاسبه مقدار HC محترق نشده خروجی از مجرای دود، نیاز به HC اولیه است که مقدار آن برای

۲-۸- محاسبه جرم درون استوانه

میزان جرم درون استوانه در مراحل مختلف را می‌توان از این معادلات محاسبه کرد:

$$dQ = d(m_b e_b) + h_e d m_e - h_i d m_i + dw \quad (الف ۲۰)$$

که در آن dQ انتقال حرارت e_b انرژی ویژه داخلی گاز درون استوانه h_e آنتالپی ویژه گازهای درون استوانه h_i آنتالپی ویژه مخلوط سوخت و هوای ورودی به استوانه dm_i جریان جرمی ورود dm_e جریان جرمی خروج dV_C تغییر حجم استوانه و dw کار انجام شده در هر گام است. با در نظر گرفتن میزان انتقال حرارت، کار انجام شده، قانون بقای جرم، میزان خیز دریاچه‌ها، آنتالپی ورود و خروج و معادله حالت، معادله ۲۰ به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\Sigma(m_i u_i)_2 - \Sigma(m_i u_i)_1 + \frac{P_1}{2} \left(1 + \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1} \right) (V_2 - V_1) - h_c A \left(\frac{T_2 + T_1}{2} - T_w \right) \times \frac{60}{RPM \times 360} \pm m_i h_i = 0 \quad (ب ۲۰)$$

$$\theta_{IVC} \geq \theta \geq -360CA \quad \text{if} \quad m = \frac{V(\theta)}{v_u} \quad (۱۴)$$

(ب) برای مرحله تراکم و انبساط:

$$\theta_{EVO} \geq \theta \geq \theta_{IVC} \quad m = m_{IVC} e^{-C_b(\theta - \theta_{IVC})/\omega} \quad (۱۵)$$

(ج) برای مرحله تخلیه:

$$\text{if} \quad m = \frac{V(\theta)}{v_b} \quad 360^\circ CA \geq \theta \geq \theta_{EVO} \quad (۱۶)$$

$C_b = m_I / m$ ضریب نشتی و m_I برابر مقدار نشتی است.

۲-۹- محاسبه خواص ترمودینامیکی مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظه احتراق

که علامت مثبت $m_i h_i$ برای مرحله تخلیه و علامت منفی آن برای مرحله مکش است. معادله (۲۰) تنها تابعی از دمای T_2 است. برای محاسبه T_2 از روش آزمون و خطا استفاده شده است. در شروع مرحله تراکم با داشتن خواص ترمودینامیکی نظیر دما، فشار، تعداد مول‌های هوا، ابعاد هندسی استوانه و میزان انتقال حرارت به بدنه، باید معادله انرژی به همراه معادله حالت حل گردد تا خواص ترمودینامیکی در هر زاویه میل لنگ به طور متوالی به دست آید. اجزای مولی از شروع مرحله تراکم تا شروع مرحله احتراق به علت وجود دماهای متوسط، ثابت‌اند. قانون اول ترمودینامیک برای سامانه باز به این شکل است:

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ_w}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega} \quad (۲۱)$$

که در آن u انرژی مخصوص سامانه، m جرم سامانه، $dQ_w/d\theta$ نرخ انتقال حرارت به دیواره‌ها، P فشار، V حجم، m_L نشتی جرم از استوانه h_L آنتالپی مخصوص نشتی، w سرعت زاویه ای موتور و Q زاویه میل لنگ است. معادله بین u ، T و P به این صورت ارائه می‌شود:

$$u = u(T, P) \quad (۲۲)$$

با مشتق گیری نسبت به Q و جایگزینی مشتق‌های لگاریتمی:

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{u}{T} \frac{\partial \ln u}{\partial \ln T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{u}{p} \frac{\partial \ln u}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (۲۳)$$

با در نظر گرفتن تغییرات انرژی داخلی با دما و جای گذاری در این معادله:

$$\left[\frac{\partial u}{\partial T} \right]_P = C_P - \frac{Pv}{T} \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right]_P \quad (۲۴)$$

$$\left[\frac{\partial u}{\partial T} \right]_T = -v \left[\left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P + \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T \right] \quad (۲۵)$$

$$\frac{du}{d\theta} = \left[C_P - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right) \right] \frac{dT}{d\theta} - v \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (۲۶)$$

برای محاسبه جمله دوم معادله انرژی لازم است تغییر جرم داخل استوانه محاسبه شود. لذا در این قسمت الگو برای محاسبه این تغییر جرم ارائه می‌شود. در این الگو،

مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظه احتراق به صورت گاز کامل با C_p متغیر با دما، در نظر گرفته می‌شود. که معادله حالت در مورد آن صادق است. لذا می‌توان فرض کرد که خواص ترمودینامیکی تابعی از دما هستند. در این خصوص می‌توان به جداول Janaf اشاره کرد که در برنامه محاسبات تعادلی NASA استفاده می‌شود. بدین ترتیب هر یک از خواص ترمودینامیکی به صورت یک چندجمله‌ای بر حسب دما مطابق معادلاتی در نظر گرفته می‌شود که ثابت‌های هر یک از معادلات را بر حسب محدوده دمایی، که بر اساس کلوین است، می‌توان از جدول استخراج و مقدار هر یک از خواص مورد نیاز را محاسبه کرد:

$$C_p = R(\alpha_1 + \alpha_2 T + \alpha_3 T^2 + \alpha_4 T^3 + \alpha_5 T^4) \quad (۱۷)$$

$$h = \int C_p dT = RT \left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2}{2} T + \frac{\alpha_3}{3} T^2 + \frac{\alpha_4}{4} T^3 + \frac{\alpha_5}{5} T^4 + \frac{\alpha_6}{T} \right) \quad (۱۸)$$

$$S = \int \frac{C_p}{T} dT = R \left(\alpha_1 \ln T + \alpha_2 T + \frac{\alpha_3}{2} T^2 + \frac{\alpha_4}{3} T^3 + \frac{\alpha_5}{4} T^4 + \alpha_7 \right) \quad (۱۹)$$

۳- قاعده برنامه و نحوه الگوسازی موتور

در مرحله مکش و تخلیه، محفظه استوانه، به عنوان سامانه ای باز، که همراه با تغییر حجم استوانه بر اثر حرکت سمبه، مواجه با ورود به حجم محاسبه و یا خروج از آن می‌شود، در نظر گرفته می‌شود. در شروع این مرحله، با داشتن خواص ترمودینامیکی مانند دما، فشار، ابعاد هندسی استوانه، تعداد مولکول‌های هوا، میزان انتقال حرارت به بدنه، به ازای هر درجه چرخش میل لنگ از حل معادله انرژی و معادله حالت، خواص ترمودینامیکی در مرحله جدید به دست می‌آید. می‌توان معادله انرژی ناپایدار را برای سامانه ای باز با صرف نظر از تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل، به این صورت در نظر گرفت [۱۸]:

$$p \frac{dV}{d\theta} = pv \frac{dm}{d\theta} + \frac{pmv}{T} \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + mv \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (35)$$

با در نظر گرفتن معادله انرژی و جای گذاری معادلات حاصل و ساده کردن آن‌ها معادله (36) به دست می‌آید:

$$a_1 \frac{dT}{d\theta} + a_2 \frac{dp}{d\theta} = a_3 \quad (36)$$

که در آن :

$$a_1 = mC_p$$

$$a_2 = -mv \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}$$

$$a_3 = \frac{dQ}{d\theta}$$

لذا با توجه به دو معادله موجود و برای حل مجهولات (P, T, m) نیاز به معادله کمکی است. معادله دیگر را می‌توان با استفاده از حجم مخصوص سامانه به دست آورد.

$$v = V / m \quad (37)$$

با جای گذاری مشتق این معادله در جمله کار معادله انرژی و ساده‌سازی:

$$b_1 \frac{dT}{d\theta} + b_2 \frac{dp}{d\theta} = b_3 \quad (38)$$

که در آن :

$$b_1 = \frac{v}{T} \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}$$

$$b_2 = \frac{v}{p} \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p}$$

$$b_3 = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta}$$

با 3 معادله و 3 مجهول موجود، می‌توان دما، فشار و جرم را برای تراکم و انبساط به دست آورد.

فرآیند احتراق به هنگام مرحله تراکم و درست کمی پیش از نقطه مکث بالا با تخلیه جرقه برقی در موتورهای بنزینی شروع می‌شود و تا نقطه مکث بالا و حتی کمی بعد از آن، ادامه می‌یابد. این فرآیند از زمان جرقه زنی تا زمانی که کسر جرمی گازهای سوخته برابر یک شود، گفته می‌شود. همانند مراحل تراکم و انبساط قانون اول ترمودینامیک برای گازهای داخل عبارت است از:

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{m_1 h_1}{\omega} \quad (39)$$

انرژی سامانه از این معادله به دست می‌آید:

$$u = U / m = xu_b + (1-x)u_u \quad (40)$$

زیرنویس b و u در عبارت (40) بترتیب نمایانگر خواص گازهای سوخته شده و سوخته نشده¹ است و X بیانگر کسر جرمی سوخته شده است. به طریق مشابه حجم

فرض می‌شود:

(1) جریان تنها از داخل استوانه به بیرون نشت می‌کند.

(2) جریان یک بعدی و هم‌انرژی است

(3) مساحت سطح عبوری جریان، ثابت است.

نرخ جریان جرم در نتیجه نشتی در حالتی که جریان خفه نشده باشد، از این معادله محاسبه می‌شود(19):

$$\frac{dm_1}{dt} = \frac{C_d A P_0}{(RT_0)^{(1/2)}} \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{(1/2)} \quad (27)$$

که در آن A مساحت گلوگاه C_d ضریب نشتی، g نسبت گرماهای ویژه، P_0 و T_0 فشار و دمای سکون، و P_1 فشار ایستایی گلوگاه است. چون انرژی جنبشی در استوانه، قابل صرف نظر کردن است، می‌توان P_0 را برابر با فشار داخل استوانه دانست. برای زمانی که جریان خفه نشده باشد، فشار ایستایی گلوگاه را می‌توان با فشار ایستایی محفظه میل لنگ برابر دانست. جریان خفه زمانی رخ می‌دهد که

$$\frac{P_{up}}{P_{down}} > \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (28)$$

در این حالت فشار گلوگاه مستقل از فشار پایین دست جریان است و در این حالت نسبت P_1 به P_0 برابر است با :

$$\frac{P_1}{P_0} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (29)$$

و معادله مناسب برای تخمین نرخ تغییر جرم به این صورت است:

$$\frac{dm_1}{dt} = \frac{C_d A P_0}{(RT_0)^{(1/2)}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \quad (30)$$

برای محاسبه انتقال حرارت از سامانه، از معادله (31) استفاده شده است:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{-h}{\omega} A_t (T - T_w) \quad (31)$$

که در آن h ضریب انتقال حرارت است T_w دمای دیواره‌ها و A_t مساحت کل استوانه است که از معادله زیر به دست می‌آید:

$$A_t = \frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \quad (32)$$

که در آن B قطر استوانه و V حجم استوانه در هر لحظه است:

$$V = V_0 \left[1 + \frac{r-1}{2} \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\varepsilon} \left[1 - (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \right\} \right] \quad (3)$$

r نسبت تراکم، V_0 حجم در نقطه مکث بالا، $e = S/2L$ (S طول سیر سمبه و L طول دسته سمبه است). برای به دست آوردن $dV/d\theta$ به این طریق عمل شده است:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{dm}{d\theta} v + m \frac{dv}{d\theta} \quad (34)$$

با عملیاتی مشابه آنچه برای به دست آوردن مشتق انرژی نسبت به q انجام شد و جای گذاری و ضرب آن در P:

Archive of SID

$$a_3 = -m x v_b \left[\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right] - m(1-x) v_u \left[\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \quad (54)$$

$$a_4 = m(u_b - u_u) \quad (55)$$

$$a_5 = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{dm}{d\theta} (h_1 - u) \quad (56)$$

همان‌گونه که مشخص است دو معادله و پنج مجهول (m, p, x, T_w, T_b) به دست آمده است. (دیگر متغیرها یا مانند حجم، V ، به عنوان تابعی از زاویه میل لنگ معلوم هستند و یا مانند C_p, u, V و ... خواص ترمودینامیکی‌اند و به عنوان تابعی از P, T_u, T_b بیان می‌گردند. یکی دیگر از معادلات را می‌توان با استفاده از معادله حجم مخصوص سامانه، به دست آورد. با مشتق‌گیری از آن:

$$\frac{1}{m} \frac{dv}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta} = x \frac{dv_b}{d\theta} + (1-x) \frac{dv_u}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (57)$$

یا:

$$b_1 \frac{dT_b}{d\theta} + b_2 \frac{dT_u}{d\theta} + b_3 \frac{dp}{d\theta} + b_4 \frac{dx}{d\theta} = b_5 \quad (58)$$

که در آن:

$$b_1 = x \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \quad (59)$$

$$b_2 = (1-x) \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \quad (60)$$

$$b_3 = x \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} + (1-x) \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \quad (61)$$

$$b_4 = v_b - v_u \quad (62)$$

$$b_5 = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta} \quad (63)$$

معادله دیگر با استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای گازهای نسوخته، به دست می‌آید. قانون اول ترمودینامیک برای گازهای نسوخته بدین شکل است:

$$m_u \frac{du_u}{d\theta} + u_u \frac{dm_u}{d\theta} = \frac{dQ_u}{d\theta} - p \frac{dV_u}{d\theta} + h_u \frac{dm_{u,R}}{d\theta} - h_u \frac{dm_{u,L}}{d\theta} \quad (64)$$

$dm_{u,R} / d\theta$ برابر است با:

$$\frac{dm_{u,R}}{d\theta} = \frac{dm_u}{d\theta} + \frac{dm_{u,L}}{d\theta} \quad (65)$$

نحوه محاسبه دیگر جملات در بخش‌های قبلی آورده شده و برای جلوگیری از تکرار، ارائه نمی‌شود. با ساده کردن معادله، می‌توان نوشت:

$$c_2 \frac{dT_u}{d\theta} + c_3 \frac{dp}{d\theta} = c_5 \quad (66)$$

$$c_2 \frac{dT_u}{d\theta} + c_3 \frac{dp}{d\theta} = c_5$$

مخصوص به این صورت بیان می‌شود:

$$v = V / m = x v_b + (1-x) v_u \quad (41)$$

برای به دست آوردن مشتق انرژی و حجم مخصوص نسبت به زاویه میل لنگ:

$$\frac{du_b}{d\theta} = \frac{u_b}{T_b} \frac{\partial \ln u_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{u_b}{p} \frac{\partial \ln u_b}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (42)$$

$$\frac{du_u}{d\theta} = \frac{u_u}{T_u} \frac{\partial \ln u_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{u_u}{p} \frac{\partial \ln u_u}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (43)$$

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (44)$$

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \frac{dp}{d\theta} \quad (45)$$

و بنابراین:

$$m \frac{du}{d\theta} = m \left[x \frac{du_b}{d\theta} + (1-x) \frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \right] \quad (46)$$

با جایگزین کردن مشتقات لگاریتمی انرژی در معادله (46)، معادله زیر حاصل می‌گردد:

$$+ m(u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \quad (47)$$

برای محاسبه نرخ انتقال حرارت، از معادله زیر استفاده شده است:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{-\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{\omega} \quad (48)$$

که در آن:

$$\dot{Q}_b = h_b A_b (T_b - T_w) \quad (49)$$

$$\dot{Q}_u = h_u A_u (T_u - T_w) \quad (50)$$

اکنون برای محاسبه جمله آخر معادله مزبور، نیاز است که آنتالی هدردرفته، h_l ، در نتیجه نشتی از استوانه، محاسبه گردد. با جای‌گذاری معادلات موجود در معادله انرژی و ساده کردن آن‌ها، این معادله به دست می‌آید:

$$a_1 \frac{dT_b}{d\theta} + a_2 \frac{dT_u}{d\theta} + a_3 \frac{dp}{d\theta} + a_4 \frac{dx}{d\theta} = a_5 \quad (51)$$

که در آن:

$$a_1 = mx \left[C_{pb} - \frac{p v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right] \quad (52)$$

$$a_2 = m(1-x) \left[C_{pu} - \frac{p v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right] \quad (53)$$

سفتی پیچشی	چرخنده	توان	سرعت	گشتاور بیشینه
۱.۰۶	۰/۱۴	۱۸۰	۱۰۰۰۰	۸۰۰

برای آزمایش ابتدا موتور را به لگام ترمز جفت می‌کنیم، پس از بستن همه اتصالات و رسیدن فشار روغن به حدود 1bar موتور را روشن می‌کنیم، با رسیدن دمای آب خروجی به $80^{\circ}C$ ، موتور آمادگی شروع آزمون را دارد. در این حالت دور موتور را به 3000 rpm می‌رسانیم و تا رسیدن موتور به حالت تعادل، منتظر می‌مانیم. لوله دود دستگاه تحلیل‌گر به مجرای دود موتور وصل می‌شود. به آرامی دور موتور را به 5500 rpm می‌رسانیم و همزمان گشتاور مقاوم را نیز به آن اعمال می‌کنیم. با افزودن گشتاور مقاوم (بدون بستن دریچه گاز) دور موتور کم می‌شود و مقادیر توان، گشتاور، COHC، دمای گازهای خروجی و زمان مصرف را برای حداقل 300CC سوخت برای دورهای 3000rpm و 1500rpm یادداشت می‌کنیم و پس از محاسبات لازم با جدول‌های مبنا مقایسه می‌کنیم و در صورت تحقق شرایط لازم، مطابق جدول‌های موجود، دستگاه آماده آزمون است و نتایج به دست آمده از آن قابل اطمینان است. در این حالت مجدداً دور موتور را در بار 100٪ به 5500rpm می‌رسانیم و پس از سپری شدن 2 دقیقه متغیرهای مورد نیاز را یادداشت می‌کنیم. سپس مقدار 500rpm از دور موتور کم می‌کنیم و پس از سپری شدن 3 دقیقه متغیرهای مورد نیاز را ثبت می‌کنیم و این کار را تا دور مطلوب به صورت متوالی تکرار می‌کنیم تا مقادیر مورد نیاز در دورهای متفاوت به دست آید.

$$c_2 = m(1-x)C_{pu} \quad (67)$$

$$c_3 = -m(1-x)v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \quad (68)$$

$$c_4 = \frac{dQ_u}{d\theta} \quad (69)$$

همان‌گونه که مشخص است، در این معادلات، نرخ سوختن جرم به فشار استوانه، دمای گازهای سوخته، دمای گازهای نسوخته و جرم محتویات استوانه وابسته شده‌اند.

۴- مشخصات لگام ترمز

به طور کلی برای آزمون موتورهای احتراق داخلی و اندازه‌گیری بار ترمزی اعمالی موتور از لگام ترمز که با موتور تحت آزمایش جفت می‌شود، استفاده می‌شود. این لگام در اتاق آزمون کارخانه قرار گرفته که در آن سامانه‌های فرعی برای ثابت نگهداشتن شرایط کاری موتور در نظر گرفته شده است. یکی از مزایای لگام استفاده شده و تجهیزات الکترونیکی موجود در اتاق آزمون و اتاق فرمان این است که پایش بار و سرعت موتور به طور دقیق و سریع عملی می‌شود که این، مزیتی بسیار حائز اهمیت است. لگام‌ها را می‌توان به گروه‌هایی تقسیم کرد:

۱- لگام جریان گردابی نوع W^۱

۲- لگام جریان گردابی نوع E^۱

۳- لگام آبی^۲

این دستگاه‌ها دارای دو هسته سیم پیچ در بالا و پایین چرخنده^۳ خود است. با افزایش جریان برق و ایجاد میدان مغناطیسی، حرکت چرخنده دستگاه با مقاومت روبرو می‌شود که نتیجه آن تولید گرما و انرژی است. گرمای تولیدشده از طریق آب موجود و در چرخش اطراف دستگاه به بیرون دفع می‌شود و انرژی تولیدشده نیز به وسیله دستگاه اندازه‌گیری و میزان گشتاور خروجی بر روی دستگاه نمایان می‌شود. با استفاده از گشتاور و معادله:

$$P = N \times T \times \omega \times x$$

ضریب تصحیح

مقدار توان موتور را محاسبه می‌کنیم. مقدار ضریب تصحیح بر اساس رابطه یورو ۲ بین ۱/۰۹ تا ۱/۱۱ است. لگام استفاده شده به نام ادی کارنت (لگام جریان گردابی) الگوی W-۱۳۰ ساخت کشور آلمان است که از ۱۴ قسمت تشکیل شده است:

- ۱- Eddy Current Dynamometer Type E
- ۲- Hydraulic Dynamometer Type Dynabar
- ۳- Rotor
- ۴- Rotor Shaft
- ۵- Coupling Flange
- ۶- Water Outlet with Thermostat
- ۷- Excitation Coil
- ۸- Dynamometer Housing
- ۹- Cooling Chamber
- ۱۰- Air Gap
- ۱۱- Speed Pick-up
- ۱۲- Flexure support
- ۱۳- Base
- ۱۴- Water Inlet
- ۱۵- Joint
- ۱۶- Water Outlet Pipe

۱	چرخنده	۸	فاصله هوایی ^{۱۰}
۲	محور چرخنده ^۴	۹	تنظیم کننده سرعت ^{۱۱}
۳	چرخ اتصال ^۵	۱۰	تجهیزات مورد نیاز ^{۱۲}
۴	آب خروجی از دمایان ^۶	۱۱	پایه ^{۱۳}
۵	سیم پیچ محرک ^۷	۱۲	آب ورودی ^{۱۴}
۶	قاب لگام ^۸	۱۳	اتصالات ^{۱۵}
۷	محفظه خنک کاری ^۹	۱۴	آب خروجی از لوله‌ها ^{۱۶}

Eddy Current Dynamometer Type W - ۱

افزایش غنا و کامل شدن احتراق، دمای بیشینه منطقه سوخته افزایش می‌یابد و دمای منطقه نسوخته نیز به علت افزایش سرعت احتراق کاهش می‌یابد. شکل (۱۱) میزان تغییرات نرخ فشار را بر حسب درجه میل لنگ ($\frac{dp}{d\theta}$) نمایش می‌دهد. شکل (۱۲) میزان کار انجام شده را بر حسب درجه میل لنگ نمایش می‌دهد. شکل (۱۳) میزان آنتالپی نشتی را بر حسب درجه میل لنگ نمایش می‌دهد. شکل (۱۴) تغییرات حجم را بر حسب زاویه میل لنگ، شکل (۱۵) میزان گرمای تلف شده را بر حسب زاویه میل لنگ و در نهایت شکل (۱۶) میزان تغییرات آلاینده‌های مختلف تولیدی را بر اساس تغییرات نسبت درست بیان می‌کند. شکل‌های (۱۷) الی (۲۱) مقایسه نتایج نظری و عملی فشار بر حسب زاویه میل لنگ، گشتاور، توان و آلاینده‌های تولیدشده (مونواکسیدکربن و هیدروکربن‌های سوخته) قابل اندازه‌گیری با لگام ترمز بر مبنای هندسه موتور پرآید است که تطابق خوبی دارند. ملاحظه می‌شود که مقدار مونواکسیدکربن تا دور ۳۰۰۰ rpm کاهش و پس از آن به علت افزایش سرعت سمبه و احتراق ناقص مقدار آن در حال افزایش است. در حالی که با افزایش سرعت موتور که به موازات آن سرعت جبهه شعله نیز افزایش می‌یابد، میزان پیشروی جبهه شعله تا نقاط دور دست محفظه استوانه امکان پذیر و از میزان هیدروکربن‌های نسوخته کاسته می‌شود. بیشینه گشتاور موتور در دور ۳۰۰۰ rpm است و پس از آن، با وجود افزایش دور موتور از مقدار آن کاسته می‌شود، در حالی که توان موتور به موازات افزایش دور موتور افزایش می‌یابد. اختلاف بین مقادیر نظری و عملی به دلیل در نظر گرفتن مجموعه فرض‌هایی است که برای ساده‌تر کردن الگوسازی، نبود امکان الگوسازی همه شرایط واقعی موتور و عوامل محدودکننده قدرت در موتور در نظر گرفته شده است ■

جدول ۱ مشخصات هندسی موتور پرآید:

طول مسیر قطر (mm)	۸۳.۶ * ۷۱
ظرفیت حجمی	۱۳۲۳
نسبت تراکم	۹.۷
گشتاور بیشینه	۱۰۳ / ۲۷۵۰
توان بیشینه	۵۴ / ۵۲۰۰
سرعت بیشینه	۶۲۰۰
L * W * H (mm)	۶۱۰ * ۵۰۰ * ۶۶۵
مصرف مخصوص سوخت (gr/kw.hr)	۲۷۰ / ۲۲۵۰

برای اطمینان از درستی الگوی ارائه شده، تعدادی از نتایج نظریه بر اساس مشخصات هندسی موتور پرآید با نتایج تجربی آن مقایسه شده (اشکال ۱۷ الی ۲۱) که تطابق خوبی دارد. شکل (۱) نمایانگر تغییرات نمودار داخلی در نسبت‌های تراکم متفاوت است. واضح است که در محدوده احتراق تغییرات فشار بسیار شدید است. نمودار داخلی علاوه بر نشان دادن مقدار بیشینه فشار، نقطه اوج منحنی یا نقطه بیشینه فشار را نیز نشان می‌دهد. مقدار و محل فشار بیشینه در طراحی موتور بسیار مهم است و همواره سعی می‌شود این نقطه در نزدیکی نقطه مکث بالا قرار گیرد. این نحوه طراحی موجب می‌شود که به قطعات مکانیکی موتور در درازمدت آسیب کمتری برسد. ملاحظه می‌شود که با افزایش نسبت تراکم، بیشینه فشار و در نتیجه بیشینه گشتاور ترمزی^۱ افزایش می‌یابد. نکته مهم آن است که میزان نسبت تراکم بستگی به طراحی موتور و خواص قطعات به کار رفته آن برای تحمل بیشینه فشار و جلوگیری از کوبش دارد. شکل (۲) نمایانگر تغییرات نمودار داخلی با تغییر زمان احتراق نسبت به نقطه مکث بالاست. ملاحظه می‌شود که اگر زمان جرقه بتدریج نسبت به نقطه مکث بالا کاهش یابد، طبعاً کار برای تراکم گازها در مرحله تراکم افزایش می‌یابد. از طرفی اگر جرقه با تأخیر نسبت به نقطه مکث بالا زده شود، فشار بیشینه گازهای داخل استوانه دیرتر رخ می‌دهد و در نتیجه کار حاصل از مرحله انبساط کاهش می‌یابد. بنابراین پیش رسی جرقه بهینه، زمانی است که با زدن جرقه شمع، بیشینه گشتاور ترمزی حاصل شود. میزان پیش رسی جرقه برای رسیدن به بهترین گشتاور برای هر موتور، معین و مشخص است و بیشتر از آن، باعث کاهش قدرت و پایداری موتور می‌شود. شکل (۳) تغییرات نمودار داخلی را در غناها نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش غنا تا ۱.۲، فشار داخل استوانه نیز افزایش می‌یابد، ولی با افزایش بیشتر Φ (مخلوط‌های غنی) فشار کاهش می‌یابد که این امر به علت غیرکامل بودن احتراق است. همچنین در شکل‌های (۴)، (۵) و (۶) تغییرات فشار را بر حسب حجم در غناهای تراکم متفاوت، زوایای متفاوت جرقه و غناهای متفاوت، همانند نمودارهای قبلی و تأثیر تغییر هر یک از متغیرها را بر میزان فشار استوانه می‌توان ملاحظه کرد. مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت تراکم، پیش رسی زمان جرقه و میزان فشار استوانه افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش غنا تا مقدار $\Phi = 1.2$ شاهد افزایش فشار و با بیشتر شدن آن، فشار سیر نزولی پیدا می‌کند. شکل‌های (۷) و (۸) مساحت مناطق سوخته و نسوخته را بر حسب درجه میل لنگ نشان می‌دهد. با شروع احتراق، از مساحت قسمت نسوخته، کاسته و به مساحت قسمت سوخته تا بعد از نقطه مکث بالا و محترق شدن کل محفظه احتراق افزوده می‌شود و با پایان یافتن احتراق از مساحت آن کاسته می‌شود. شکل‌های (۹) و (۱۰) نیز بیانگر تأثیر غنا بر دمای مناطق سوخته و نسوخته است. ملاحظه می‌شود که با

Reference:

- 1- Kazazi, M. Predicting of Emission in Spark Ignition Engines with a Model. Master of Science in Mechanical Engineering, University, Mashhad. 1376.
- 2- Khadem, J. Simulation of Spark Ignition Engine with Charge and Discharge Method, Master of Science in Mechanical Engineering, University of Tabriz, 1375.
- 3- Patterson, D. J., and Henien, N. A. Emissions from Combustion Engines and Their Control Ann. Arbor, Sci Publishers Inc. 1972.
4. Woschni, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Mich., SAE Paper No. 670931, 1967.
5. Groff, E. G., "An Experimental Evaluation of an Entrainment Flame-Propagation Model, Combustion and Flame", Vol. 67 (1987): 153-162.
6. Olikara, C. and Borman, G. L., A Computer Program for Calculation Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I. C. Engine SAE Paper, NO. 750468 (D75), 1975.
7. Heywood, J. b. Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Graw Hill, (1988).
8. Benson, R. S., Annand, W. J. and Baruah, P. C. A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine. Int. Mech. Sci. Pergamon Press. Vol. 17 (1975): 97-124.
9. Watson, N., Marzouk, M. 1977. A Non Linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engine under Transient Condition. SAE 770123.
10. Ramos, J. I., Internal Combustion Engine Modeling, New York, Hemisphere Publication Cop. 1989.
11. Coline, R. Ferguson and Allan, T. Kirkpatrick. Internal Combustion Engines, Colorado State University, 2001.
12. Taylor, C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Vol. 1, chapter 8, MIT Press, 1986.
13. SI Combustion. SAE International Published by Society of Automotive Engineerings Inc., USA, 2003.
14. Modeling of SAE Engines, SAE international . Published by Society of Automotive Engineerings Inc., USA, 2003.
15. Litak, G., Kaminski, T., Rusinek, R., Czarnigowski, J., and wendeker, M. Patterns in the Combustion Process in a Spark Ignition Engine, Chaos Solitons and Fractals, 2006.
16. Beav v.k. Bazhaikin A. N. Buzukov A. A. and Timeshenke B. P. Induction Time Dynamics of Flames and Reactive System.
17. Chin, R-W, Matthews, R. D, Nichcles, S. P., Kiehne, T. M. Use of Fractal Geometry to Model Turbulent Combustion in u S. I. Engines, Combustion Science and Technology, (1992): 1-30.
18. Colin R. Fergusen. Internal Combustion Engine, Perdue University, John Wiley and Sons, 1986.
19. Cheng, C. Y. Computer Simulation for a Four-Stroce, Direct-Injection Diesel Engine, M. S. thesis, University of Rhede Island, Kingston, 1985.
20. Pulkrabek, W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, seconded person prentice hall, upper saddle river, New Jersey, 2004.
21. Ge, r., chen, L. ., and Sun, F., and Wu, C., Thermodynamic Simulation of Performance of Otto Cycle with Heat Transfer and Variable Specific Heats of Working Fluid, International Journal of Thermal Sciences 44, (5), (2005): 506-511.
22. Abu-Nada, E., and Al-Hinti, I., and AL Sarkhi, A., and Aksh, B., Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine: Effect of Temperature Dependent Specific Heats, International Communication in Heat and Mass Transfer, 33(2006): 1264-1272.
23. Hakan, B. and Orhan, D. Investigating the Effects of LPG on Spark Ignition Engine Combustion and Performance, Energy Conversion and Management, 46, (2005): 2317-2333.
24. Blair, GP, Design and Simulation of Four-Stroke Engine, R-186. Society of Automotive Engineers, Warren Dale, PA, 1999.

فهرست علائم و اختصارات

$A(m^2)$	سطح
$A_m(m^2)$	سطح مؤثر درپچه‌ها
$B(m)$	قطر سمبه
$C_p(J/mol.k), (J/kg.k)$	ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت
$D(m)$	قطر استوانه
$e(J/kg), (J/mol)$	انرژی داخلی ویژه
$h(J/kg), (J/mol)$	آنتالپی ویژه
$h_c(w/m^2.k)$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی
$h_l(J)$	آنتالپی نشستی
K_p	ثابتهای تعادل
$L_v(m)$	میزان خیز درپچه‌ها
h	لگاریتم نپرین
$M(kg/mol), (rg/mol)$	وزن ملکولی گازها
$m(kg)$	جرم
$N(rpm), (rps)$	سرعت موتور
$P(Pa), (bar)$	فشار
$P_b(kw)$	قدرت ترمزی موتور
$P_i(kw)$	قدرت داخلی موتور
$\dot{q}''(w/m^2)$	شار حرارتی
$\bar{R}(J/mol.k)$	ثابت عمومی گازها
r	نسبت تراکم
$\bar{S}_p(m/sec)$	سرعت متوسط سمبه
$T_b(k)$	دمای ناحیه سوخته
$T_u(k)$	دمای ناحیه نسوخته
$V(m^3)$	حجم
$W(J), \delta W(J)$	کار مبادله شده
$X(J)$	انرژی آزاد شده در فرآیند احتراق
Θ	زاویه میل لنگ
$\rho(kg/m^3)$	چگالی
$\rho_b(kg/m^3)$	چگالی ناحیه سوخته شده
$\rho_u(kg/m^3)$	چگالی ناحیه سوخته نشده
Φ	غنا
A/F	نسبت هوا به سوخت
f_{mep}	فشار مؤثر متوسط اصطکاکی
$imep(Pa), (bar)$	فشار مؤثر متوسط داخلی
UHC	هیدروکربن‌های نسوخته

راهنمای نگارش مقاله برای فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور



هدف از انتشار فصلنامه

■ فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور از انتشارات مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) است که هدف آن، فراهم آوردن بستری مناسب برای تبادل اطلاعات در زمینه پژوهش‌های علمی، فنی و تخصصی در میان پژوهشگران، دانشجویان تحصیلات تکمیلی و دست‌اندرکاران موتورهای درون‌سوز و اعتلای سطح دانش نظری و تجربی آنان است. چاپ مقالات در فصلنامه تحقیقات موتور منوط به دارا بودن یکی از این ویژگی‌هاست:

۱- مقالاتی که حاوی مطالب بدیع در زمینه‌های علمی و فنی باشند و در فصلنامه دیگری به چاپ نرسیده باشند. مقاله‌های ارائه شده در همایش‌ها از این امر مستثنی هستند و مانند دیگر مقالات، ارزیابی می‌شوند و در صورت تأیید به چاپ می‌رسند.

۲- مقالات مبتنی بر تحقیقات نظری و علمی پیشرفته، دارای یکی از این مشخصات:

۱/۲ - با نقد و بررسی در موضوعات فنی و مهندسی، به طرح نظرهای جدیدی پرداخته و به نتایج تازه‌ای دست یافته باشند.

۲/۲ - به اختصار و در زمینه‌های فنی، صنعتی و پژوهشی، تدوین شده باشند.

۳/۲ - در زمینه‌ها و شاخه‌های متنوع علمی - کاربردی و صنعتی با این محورها باشند:

- سوخت و احتراق در موتورهای درون‌سوز
- موتور و محیط زیست
- موتورهای پیشرفته و قوای محرکه دورگه
- موتورهای گازسوز
- طراحی قوای محرکه
- شبیه‌سازی قوای محرکه
- تحلیل تجربی موتور
- مدیریت موتور و نگاشت خودرو
- مواد و فرآیندهای ساخت قطعات
- صدا، ارتعاش و ناهنجاری قوای محرکه
- طراحی فرآیندهای تولید موتور و ارتقای کیفیت آن
- راهبردهای موتورهای درون‌سوز آینده

استفاده شود. اندازه و نوع قلم مورد استفاده در مقاله، مطابق جدول ۱ باشد:

جدول ۱ - اندازه و نوع قلم‌ها

موقعیت استفاده	نام قلم	اندازه قلم
عنوان مقاله	میترا پررنگ	۱۶
نام نویسنده یا نویسندگان	میترا	۱۳
چکیده و کلیدواژه‌ها	میترا	۱۴
عناوین بخش‌ها	میترا پررنگ	۱۴
متن مقاله	میترا	۱۳
عناوین جدول‌ها و شکل‌ها	میترا	۱۱
متن جدول‌ها، شکل‌ها و مراجع	میترا	۱۰

جدول ۱. جدول نمونه

عنوان مقاله در بالا و به صورت وسط‌چین و عناوین آن‌ها به فاصله ۲۰ میلی‌متر پایین‌تر از آن و در وسط کاغذ قرار گیرد. چکیده مقاله نیز به فاصله ۲۰ میلی‌متر، پس از آخرین نویسنده و به صورت تک‌ستونی حروف‌چینی شود. هر بخش و زیربخش‌های آن باید شماره‌گذاری شود. در نخستین سطر، متن هر بخش یا زیربخش می‌تواند به اندازه ۵ میلی‌متر فرورفتگی داشته باشد. همچنین فاصله آخرین سطر متن هر بخش یا زیربخش با عنوان بخش یا زیربخش بعدی ۱۲ میلی‌متر باشد. پس از تهیه مقاله بر اساس شیوه‌نامه اشاره شده در این راهنما، یک نسخه از آن، از طریق رایانامه JER@ip-co.com به دفتر فصلنامه فرستاده شود.

نوشتار حاضر روش آماده کردن مقالات فصلنامه تحقیقات موتور را توضیح می‌دهد. در این راهنما، شیوه‌های مورد نیاز برای کلیه بخش‌های مقاله تعریف شده است. نویسندگان مقالات می‌توانند با استفاده از این راهنما، مقالات خود را با شیوه مورد نظر تطبیق دهند. مقالات می‌توانند به دو زبان فارسی و انگلیسی تهیه شوند. مقالات فارسی باید دارای چکیده انگلیسی (مطابق شیوه تعریف شده در این راهنما) و مقالات انگلیسی باید دارای چکیده فارسی باشند. تعداد صفحات مقالات با شکل‌ها حتی الامکان باید به ۱۲ صفحه محدود شود.

عنوان و نویسندگان مقاله

در هر مقاله، نام نویسنده یا نویسندگان و سپس مرتبه علمی یا دانشگاهی و سازمان محل خدمت آورده شود. در صورتی که مقاله، بیش از یک نویسنده داشته باشد، نویسنده مسؤوول برای پیگیری مکاتبات مشخص شود و رایانامه (ایمیل)، تلفن و نشانی ایشان در ذیل نام خود او آورده شود. یادآوری می‌شود که در فصلنامه، تنها رایانامه نویسندگان منتشر خواهد شد.

مثال:

رایانامه (ایمیل)	نویسنده / نویسندگان	مرتبه علمی - دانشگاه / سازمان مورد نظر
Pirouz@Tabrizu.ac.ir	سیدوهاب پیروزپناه	استاد دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه تبریز

چکیده

چکیده مقاله باید به طور صریح، موضوع، اهداف، روش‌های به کار گرفته شده، دستاوردها و نتایج پژوهش انجام شده را مطرح کند؛ یعنی بیان کند که چه کاری، چگونه و به چه منظور انجام شده و چه نتیجه‌ای حاصل شده است. در چکیده، نباید هیچ‌گونه جزئیات، جدول، شکل یا معادله‌ای درج شود. چکیده باید به صورت تک‌ستونی در ۱۰ سطر، با قلم میترا (Mitra) و اندازه ۱۰ حروف‌چینی شود. عنوان مقاله، نام نویسنده یا نویسندگان، مرتبه علمی، محل خدمت، رایانامه (ایمیل) و کلیدواژه‌ها به فارسی و لاتین در هر دو چکیده فارسی و انگلیسی بیاید و این دو چکیده صفحه اول مقاله را تشکیل دهد.

کلیدواژه‌ها: دست‌کم باید ۵ کلیدواژه انتخاب و بی‌درنگ پس از چکیده بیاید.

۱- مقدمه

مقدمه، پس از چکیده می‌آید.

۲- شرح راهنما

۱-۲- اندازه کاغذ و قلم مقاله

متن مقاله در کاغذ A4 به اندازه ۲/۵ سانتیمتر از بالا و پایین و ۲ سانتیمتر از چپ و راست صفحه و به صورت دو ستونی با پهنای ۷/۵ سانتی‌متر به ازای هر ستون و نیز فاصله خطوط یک سانتیمتر در محیط نرم‌افزاری Word با قلم میترا، اندازه ۱۳ حروف‌چینی شوند. برای درج عبارات لاتین، همواره از قلم Times Roman New استفاده شود که اندازه آن همواره (به غیر از عنوان و چکیده) یک واحد کمتر از اندازه قلم فارسی در هر موقعیت مورد استفاده خواهد بود. برای اسامی متغیرها بهتر است از قلم ایرانیک (Italic)

۲-۲- زبان و دستور خط

متن مقالات فارسی (از جمله اعداد، جدول‌ها و توضیحات شکل‌ها) باید به زبان فارسی باشند و ضمن رعایت اصول آیین نگارش، تا حد امکان از کاربرد اصطلاحات بیگانه که معادل مناسب فارسی دارند، پرهیز گردد. همچنین برای پیشگیری از هر گونه اشتباه، نویسنده یا نویسندگان مقالات در پاورقی نام‌های لاتین را به زبان انگلیسی بیآورند.

مثال:

«تینگ^۱ و مایر^۲ از الگوی حجم-روزنه برای برآورد فشار پشت حلقه‌ها در مطالعه سایش استوانه و از همین الگوی نمازبان و هیوود^۳ در تخمین آلایندگی‌های هیدروکربنی برخاسته از موتورها استفاده کردند. ... فشار دینامیک داخل استوانه با استفاده از دو ترانسدوسر فشار پیزوالکتریک کیسلر^۴ A601 که قادر به اندازه‌گیری سریع فشار متغیر در گستره 0 - 100 بار بود، اندازه‌گیری شد.»

۲-۳- جدول‌ها و شکل‌ها

پسندیده‌تر آن است که شکل‌ها و جدول‌ها در ابتدا و یا انتهای ستون‌ها جای گیرند. تا حد امکان از جدول‌ها و شکل‌هایی که در یک ستون ۷/۵ سانتی‌متری جای می‌گیرند، استفاده شود. در صورتی که به جای بزرگتری نیاز باشد، آن را نیز در قسمت بالا یا پایین

Ting - ۱

Mayer - ۲

Heywood - ۳

Kistler - ۴

Archive of SID

چپ باشد. در صورت طولانی بودن معادله، آن را به دو قسمت تقسیم و در وسط سطر بنویسید. در این صورت، شماره معادله در سطر دوم آورده شود. توضیحات تمام متغیرها و نمادهای جدید در معادلات چنانچه پیش از آن توضیح داده نشده‌اند، باید بدون فاصله بعد از معادله بیان شوند.

مثال:

در استاندارد ملی ۴۲۴۱ و EEC ۱۲۶۸/۸۰ مصرف سوخت از روش موازنه کربن مطابق این معادله به دست می‌آید:

$$FC = \frac{0.1154}{D} [(0.866.HC) + (0.429.CO) + (0.273.CO_2)] \quad (5)$$

که در آن FC، مصرف سوخت بر حسب لیتر در ۱۰۰ کیلومتر، HC، هیدروکربن منتشر شده بر حسب گرم بر کیلومتر، CO، مونواکسید کربن منتشر شده بر حسب گرم بر کیلومتر، CO_۲، دی اکسید کربن منتشر شده بر حسب گرم بر کیلومتر و D، چگالی سوخت آزمون است.

۲-۶- نتیجه

نتیجه، آخرین بخش مقاله است.

شیوه سپاسگزاری

در صورت نیاز، مؤلفان مقالات می‌توانند پس از نتیجه‌گیری، از همکاران خود در نوشتن مقاله و یا از حمایت مالی سازمان‌ها در انجام تحقیق سپاسگزاری کنند.

مثال:

«نویسندگان، از همکاری مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو در انجام آزمایش‌ها، سپاسگزاری می‌کنند.»

نمادها:

- A مساحت بر حسب سانتی‌متر مربع:
B چگالی فلزی مغناطیسی بر حسب:

منابع:

با توجه به توصیه کمیسیون نشریات علمی وزارت علوم، تحقیقات و فناوری، مبنی بر انتخاب سبک نوشتاری^۱ و عدم تغییر آن در طول زمان، فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور، سبک نوشتاری توربین^۲ را در نوشتن منابع، مبنای کار خود قرار داده است. از این رو، از نویسندگان مقالات درخواست می‌شود که این سبک نوشتاری را در ارجاعات خود، ملاک قرار دهند. با توجه به تلاش دست‌اندرکاران فصلنامه برای دستیابی به امتیاز ISI لازم است که همه منابع، حتی منابع فارسی به زبان انگلیسی نوشته شود. برای نوشتن منابع، از نمونه‌های زیر استفاده شود.

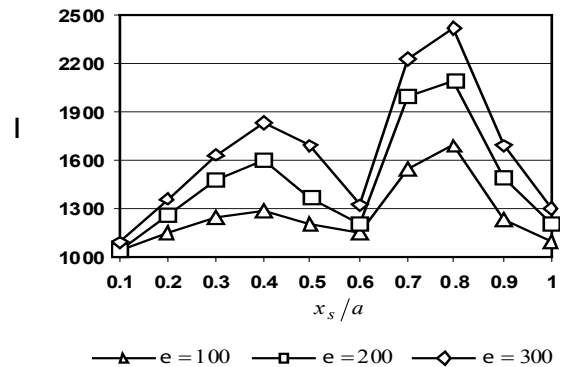
۱- Style Guide

۲- برگرفته از نام کیت ال توربین (Kate L. Turabian) فرهیخته آمریکایی - ارمنی و نویسنده کتابچه‌ای برای نویسندگان تحقیقات، مقالات، پایان‌نامه‌ها و رساله‌ها است. این راهنما در جهان به عنوان یکی از سبک‌های نوشتاری علمی پذیرفته شده است. اطلاعات بیشتر درباره این سبک نوشتاری را می‌توانید در این نشانی به دست آورید: <http://www.libs.uga.edu/ref/turabian.html>

صفحه، طوری که دو ستون را ببوشاند، قرار دهید. شکل‌ها باید زیرنویس و جدول‌ها بالاتر نویس و هر دو شماره داشته باشند. بین زیرنویس شکل‌ها و انتهای هر شکل یا محور منحنی‌ها، ۱۲ میلی‌متر فاصله و بین زیرنویس شکل‌ها یا انتهای جدول‌ها با سطر بعدی متن مقاله و یا عنوان بخش‌ها نیز ۱۲ میلی‌متر فاصله باشد. جدول‌ها و نوشته‌های روی شکل‌ها و منحنی‌ها به فارسی باشد و تلاش شود که بلافاصله پس از نخستین باری که ذکر شد، آورده شوند. با توجه به این که فصلنامه تحقیقات موتور، رنگی چاپ نمی‌شود، در طراحی شکل‌ها، جدول‌ها و نمودارها از کاربرد رنگ‌های گوناگون برای ارایه دستاوردهای پژوهشی خوداری شود. علاوه بر آن در پایان مقاله، هر کدام از شکل‌ها، جدول‌ها و نمودارها در صفحه‌ای جداگانه و اختصاصی با حداکثر وضوح و کیفیت بیاید.

جدول ۲. جدول نمونه

نمونه‌ها			
فاصله (m)	سرعت (ms ⁻¹)	کربن	ضخامت (mm)
۵	۳۸	٪۲	۳
۶۲	۷۱۵	٪۴	۶
۸۵۳	۹۰۷	٪۶	۹



شکل ۱. شکل نمونه

۲-۴- شیوه ارجاع به منابع

منابع به ترتیب استفاده در متن، شماره‌گذاری و در انتهای مقاله آورده شوند. دقت شود که تمام منابع در متن مورد ارجاع، واقع شده باشند. در متن مقاله برای اشاره به منابع مورد استفاده از شماره مرجع، طبق شماره‌های آورده شده در بخش مرجع در داخل دو قلاب استفاده شود. برای ارجاع به چند مرجع، آن‌ها را داخل قلاب پشت سرهم بنویسید: [۱، ۲ و ۳]

مثال: ... در روش ریلی - رینتز [۴] می‌توان گفت ... صحیح‌تر است [۶].

قلم در نظر گرفته شده برای نوشتن مراجع، می‌تواند ۱۰ است.

۲-۵- نحوه نوشتن معادلات

سعی شود معادلات به ترتیبی نوشته شوند که براحتی قابل تعقیب باشند. به خوانابودن زیرنویس‌ها، توان‌ها، حروف یونانی و ... به کار رفته، توجه خاص شود. شماره معادله‌ها در داخل دو کمان (پرانتز) و مماس بر حاشیه راست و شروع خود معادله، مماس بر حاشیه



مثال: (برای کتاب - از یک نویسنده)

Sheehan, Neil. A Bright Shining Lie: John Paul Vann and America in Vietnam. New York: Random House, 1988.

مثال: (برای کتاب - از دو یا چند نویسنده)

Schwarz, John E., and Thomas J. Volgy. The Forgotten American. New York: Norton, 1992.

مثال: (برای نشریه علمی - پژوهشی)

Policano, Christopher. "Dueling Colas." Public Relations Journal 41, No. 11 (1985): 16-17.

مثال: (برای همایش)

Sun ,F ,.Chen ,X ,.Ting ,D ,.and Sobiesiak ,A.,
”Modeling Operation of HCCI Engines Fueled with Ethanol ,“America Control Conference ,June8-10 , 2008: Portland, OR, USA.

مثال: (برای اینترنت)

Federal Election Commission. "Receipts of 1996 Presidential Pre-Nomination Campaigns." Available from <http://www.fec.gov/pres96/pres1b.jpg>. Internet; accessed 13 May 1996.

حقوق معنوی:

پس از دریافت مقاله و پذیرش آغازین آن از سوی تحریریه فصلنامه، برای نویسنده مسؤول، برگه‌ای با عنوان واگذاری مقاله فرستاده می‌شود که در آن، نویسنده، حق انحصاری مقاله را به فصلنامه می‌بخشد و متعهد می‌شود که آن را در هیچ نشریه دیگری چاپ نکند. فصلنامه تحقیقات موتور تنها هنگامی مقاله را در چرخه داوری قرار خواهد داد که امضای نویسنده مسؤول را دریافت کرده باشد. پس از انتشار مقاله، دو نسخه از فصلنامه با پست پیش‌تاز برای نویسنده مسؤول به نشانی او فرستاده می‌شود.

پی‌نوشت: این راهنمای نگارش با همکاری سیدمحمد جعفری، دانشجوی دکتری

مهندسی مکانیک با گرایش موتور از دانشگاه صنعتی شریف نوشته شده است ■