

## شبیه سازی عملکرد موتورهای اشتعال جرقه ای با استفاده از مدل ODES

شهرام خلیل آریا<sup>۱</sup>، قادر رضازاده<sup>۲</sup>، محمد جوادزاده<sup>۳</sup>

ارومیه، کیلومتر 1/5 جاده سرو، دانشکده فنی دانشگاه ارومیه، کد پستی 33111-57169، صندوق پستی 1453  
Mjavadzadeh2007@gmail.com

### چکیده

هدف اصلی این تحقیق بررسی و مدل سازی کامپیوتری پارامترهای عملکرد موتورهای اشتعال جرقه ای توسط نرم افزار شبیه سازی (ODES (Otto Diesel Engine Simulation می باشد. اساس کار این مدل بر مبنای مدل تک منطقه ای و روش های پر و خالی کردن حجم های کنترلی است. در این مدل برای محاسبه انتقال گرما از مجموعه بلوک موتور از مدل سه دیواره ای پیستون، سرسیلندر و دیواره سیلندر بهره گرفته شده است. میزان گرمای آزاد شده در اثر احتراق بر مبنای تئوری پخش شعله آشفته درون محفظه احتراق می باشد. مدل موجود برای موتور خودروی سمند دوسوخته (Bi-Fuel) اجرا شده و منحنی های مربوط به فشار و دمای محفظه احتراق بر حسب زاویه میل لنگ و منحنی های عملکرد به ازای دورهای مختلف موتور برای قدرت، گشتاور خروجی، فشار موثر میانگین، مصرف سوخت ویژه و همچنین مقدار انتقال گرما به سیستمهای مختلف موتور از قبیل سیستم خنک کاری و سیستم روغن کاری توسط این نرم افزار محاسبه می شوند. مقایسه بین نتایج بدست آمده از اجرای برنامه با داده های تجربی موجود توافق خوبی را نشان می دهد. لذا این مدل با ارائه نتایج قابل قبول و سرعت پاسخ دهی بالا می تواند به عنوان ابزار مناسبی جهت مدل سازی موتورهای اشتعال جرقه ای استفاده شود.

واژه های کلیدی: موتور اشتعال جرقه ای - مدل تک منطقه ای - تئوری پخش شعله - انتقال گرما - منحنی های عملکرد

### 1- مقدمه

امروزه یکی از مهم ترین و چالش برانگیزترین عرصه های تولید در صنعت خودرو سازی، تولید موتور با خصوصیات آرمانی است. در این زمینه آن دسته از فعالیت های تحقیقاتی که قادر باشند بیشترین بهبود را در خصوصیات موتور در کمترین زمان و با کمترین هزینه میسر سازند در زمره راه کارهای قابل قبول و مورد توجه قرار خواهند گرفت. در سالیان اخیر به دلیل سرعت پیشرفت فناوری، سرعت در بهبود خصوصیات محصول از جمله موتور اتومبیل ها و نیز افزایش سطح انتظارات مشتریان، تولید کننده باید همزمانی و هماهنگی را با سایر رقبا در عرصه تولید محصولات و ابداع و نوآوری را همواره مد نظر قرار دهد. در همین راستا مدل کردن موتور نقش بسیار مهمی را در شناسایی، تحلیل و بهینه سازی فرآیندهای داخلی موتور بازی می کند. شبیه سازی دقیق موتورها می تواند استفاده از تکنولوژی های جدید و ارزیابی های دقیق بر روی طراحی های جدید را فراهم آورد و استفاده از این روش ها به طرز قابل توجهی زمان طراحی محصول را کاهش داده و باعث پیشرفت کار

1- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک

2- دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک

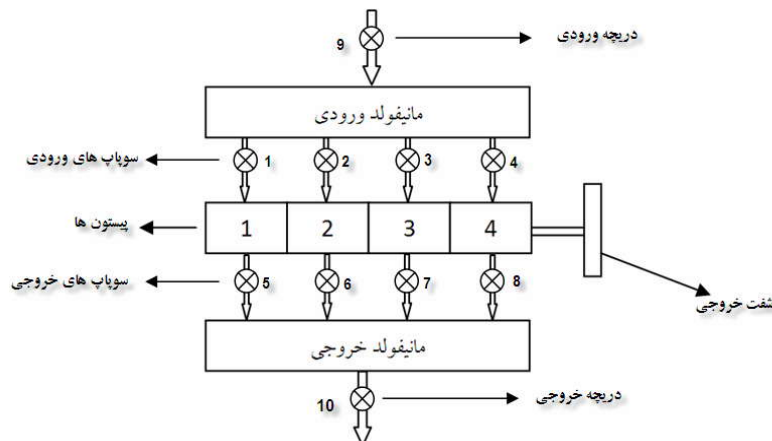
3- دانشجوی کارشناسی ارشد- دانشکده مهندسی مکانیک

طراحی موتورها می شود. در سالهای اخیر موتورهای اشتعال جرقه ای بیش از پیش مورد توجه محققین قرار گرفته است. شبیه سازی موتورهای اشتعال جرقه ای [1]، مدل کردن احتراق در موتورهای اشتعال جرقه ای [2]، [3]، تاثیر دما بر گرماهای ویژه با استفاده از مدل های ترمودینامیکی برای موتورهای اشتعال جرقه ای [4]، محاسبه انتقال حرارت موضعی در موتورهای اشتعال جرقه ای [5]، از جمله فعالیت هایی هستند که می توان به آنها اشاره کرد.

در مقاله حاضر هدف بیشتر معرفی یک مدل شبیه ساز موتور و بیان توانایی های آن در زمینه محاسبه پارامترهای عملکرد موتور از قبیل توان، گشتاور، مصرف سوخت، فشار و دمای محفظه احتراق با صرف وقت و انرژی کم می باشد.

## 2- معرفی مدل شبیه ساز (ODES)

این کد در دانشگاه Bath انگلستان با زبان برنامه نویسی FORTRAN 77 نوشته شده است و برای مدل سازی احتراق از مدل تک منطقه ای استفاده شده است. در این کد برای محاسبه آزادسازی گرما از مدل TFSCM و برای محاسبه انتقال گرما از محفظه احتراق از مدل تجربی وشنی (Woschni) استفاده شده است. این برنامه به صورت بخش بخش و دارای سلسله مراتب می باشد که اجازه می دهد تا روند برنامه به راحتی دنبال شود و توسعه برنامه با ویرایش بخشها نسبتاً قابل فهم و آسان باشد. هر بخش به عنوان یک برنامه فرعی جداگانه نوشته شده و تا حد ممکن مستقل است که این انعطاف پذیری خوبی را برای شبیه سازی به وجود می آورد و اجازه می دهد که بخشهای جایگزین برای هر قسمت معین به سادگی انتخاب شود. برای مثال برای یک زیر مدل فرعی مانند شدت آزادسازی گرما می توان از مدل های فرعی مختلفی استفاده کرد. برنامه به یک فایل متغیرهای عمومی دسترسی دارد که می تواند توسط همه بخشها در برنامه مورد استفاده قرار گیرد که این کار از انتقال غیر ضروری داده ها بین بخشها جلوگیری می کند. ارتباط کاربر با این نرم افزار بسیار ساده است که شامل استفاده از فایل های ورودی و خروجی استاندارد می باشد. مدل حاضر برای شبیه سازی موتورهای اشتعال جرقه ای و اشتعال تراکمی مورد استفاده قرار می گیرد. سیستمی که مدل می شود بوسیله ترکیبی از حجمهای کنترل ترمودینامیکی، انشعابهای جریان، شفتها و کنترل کننده ها مشخص می شود. برای هر کدام از حجمهای کنترلی اختیار شده کاربر می تواند مدل انتقال گرما و آزادسازی گرمای متفاوتی در نظر بگیرد. در ساده ترین شکل، (ODES) یک مدل ترمودینامیکی تک منطقه ای می باشد که روشهای پر و خالی کردن و قوانین اساسی تبدیل ماده و انرژی را در هر حجم کنترل اعمال می کند که منجر به سه معادله مرتبه اول در هر یک می شود. این معادلات نرخ تغییر دمای سکون، تبدیل جرم و نرخ تغییر ترکیب گاز را بیان می کند. بنابراین تغییرات زمانی دما، فشار، جرم و سایر خصوصیات هر حجم کنترل پیدا می شود. در شکل 1 شمای کلی حجم کنترل های استفاده شده برای موتور، شامل مانیفولدهای ورودی و خروجی و خروجی، پیستون ها و انشعاب های جریان، آورده شده است.



شکل 1 : شمای کلی حجم کنترل ها و انشعاب های جریان استفاده شده برای مدل [6]

### 3- تئوری حاکم بر نرم افزار

همانطور که اشاره شد (ODES) اساساً یک مدل تک منطقه ای است که از روش پر و خالی کردن و قوانین تبدیل ماده و انرژی استفاده می کند. مدل حاضر بوسیله یک سری از حجم های کنترلی ترمودینامیکی با هم مرتبط شده است. مدل تک منطقه ای از سه معادله بیان کننده نرخ تغییر دمای سکون، تبدیل جرم و نرخ تغییر ترکیب گاز برای محاسبه خصوصیات تغییر یافته هر حجم کنترل استفاده می کند. این معادلات در زیر آمده اند [7]:

$$\frac{dT_o}{dt} = \frac{1}{m} \left[ \sum \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_f}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} + \sum h_e \frac{dm_e}{dt} - m \frac{\partial U}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{dt} - \frac{mRT}{V} \frac{dV}{dt} - U \frac{dm}{dt} \right] \quad (1)$$

$$\frac{dm}{dt} = \sum \frac{dm_i}{dt} - \sum \frac{dm_e}{dt} + \sum \frac{dm_f}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{(1+\lambda)}{m} \left[ \frac{dm_f}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} \frac{(\lambda_i - \lambda)}{1+\lambda} \right] \quad (3)$$

$U$	: انرژی داخلی	$kJ/m^2k$	$m_i$	: جریان جرم وارد شده به حجم کنترل	$kg$
$R$	: ثابت ویژه گازها	$kJ/kgk$	$m_e$	: جریان جرم خروجی از حجم کنترل	$kg$
$\lambda$	: نسبت سوخت به هوا	-	$m_f$	: جرم سوخت ورودی به حجم کنترل	$kg$
$Q_f$	: گرمای آزاد شده در اثر احتراق	$kJ$	$Q_w$	: گرمای منتقل شده به دیوارهٔ محفظهٔ احتراق	$kJ$

وقتی این سه معادله حل شدند و مقادیر اولیه  $\lambda, m, T$  در یک نقطه از سیکل بدست آمدند، انتگرال گیری عددی شروع می شود. مقادیر  $\lambda, m, T$  می توانند پس از آن در نقاط بعدی سیکل بر اساس یک روش گام به گام محاسبه شوند. ODES از یک روش پیشگو- تصحیح کننده استفاده می کند که از مزایای سادگی محاسبات و سرعت بالا بهره می برد. در نهایت باید بدانیم در طی فرایند پر و خالی شدن هر حجم کنترلی فرآیند های زیر بوجود می آیند [8]:

1- فرضیه Quasi-steady: حل معادلات دیفرانسیل در بازه های زمانی گسسته انجام می شوند، بنابراین فرض می شود که متغیرهای حالت در هر گام زمانی ثابت می مانند و خطای ناشی از این روش با استفاده از گامهای زمانی کوچکتر کاهش می یابد.

2- فرضیه تعادل ترمودینامیکی: فرض می شود که هر نقطه از حجم کنترل در حالت تعادل ترمودینامیکی است، یعنی فشار و دما و نسبت سوخت به هوا و غیره در سراسر حجم ثابت هستند. این فرضیه برای تمام سیکل مناسب است. با این حال در طول مدت احتراق مدل تک منطقه ای نتایج خوبی را برای اغلب تحقیقات بدست می آورد.

3- فرض گاز نیمه ایده آل: فرض می شود که سیال عامل از معادله حالت پیروی می کند اما مقادیر گرماهای ویژه در حجم ثابت و فشار ثابت با دما تغییر می کنند.

### 4- انتقال گرما

در موتورهای اشتعال جرقه ای انتقال گرما به صورت جابجائی (Convection) از جریان آشفته به دیوارهٔ اطراف محفظهٔ احتراق صورت می گیرد بنابراین داریم:

$$Q_w = f_s \cdot h \cdot A \cdot (T_g - T_w) \quad (4)$$

$Q_w$ : گرمای منتقل شده به دیواره  $kJ$  -  $f_s$ : ضریب شکل انتقال گرما

$h$ : ضریب انتقال گرما جابجایی  $kJ/m^2k$   
 $T_g$ : دمای محفظه احتراق  $K$   
 $A$ : مساحت سطح  $m^2$   
 $T_w$ : دمای دیواره محفظه احتراق  $K$

برای محاسبه ضریب انتقال گرما جابجایی از روابط وُشنی استفاده می کنیم [9]:

$$Nu = a.(Re)^d.(Pr)^e \quad (5)$$

برای رابطه فوق خواهیم داشت:

$$Nu = \frac{hl}{k} \quad \text{عدد ناسلت}$$

$$Pr = \quad \text{عدد پرانتل}$$

$a$ : ضریب ثابت که با کارهای آزمایشگاهی بدست می آید.

$k$ : رسانائی گرمای  $kJ/m.k$

$V$ : سرعت مشخصه  $m/s$

$\nu$ : ویسکوزیته سینماتیکی  $m^2/s$

$d$  و  $e$  نیز دو ضریب ثابت می باشند که مقادیر آنها چنین می باشد:

$$e \approx 0.33 \quad d \approx 0.8$$

$V$  تابعی از انرژی جنبشی آشفته، انرژی جنبشی متوسط و حرکت پیستون می باشد و از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$V = \left( U^2 + u^2 + \left( \frac{1}{2} V_p \right)^2 \right)^{1/2} \quad (6)$$

## 5- تلفات اصطکاکی

تلفات اصطکاکی موجود در موتورها از حاصل جمع تلفات ناشی از تلفات مکانیکی (mmep)، تلفات ایجادشده در پمپها (pmep)، تلفات کمپرسور و توربین (در صورت سوپر شارژ یا توربوشارژ بودن موتور) (cmep) و تلفات تجهیزات اضافی (amep) ایجاد می شوند.

اگر هر یک از این تلفات را از جنس فشار در نظر بگیریم خواهیم داشت:

$$fmep = mmep + pmep + cmep + tmep + amep \quad (6)$$

چون تخمین دقیق تک تک این تلفات دشوار است از یک رابطه تقریبی وابسته به فشار محتویات سیلندر و سرعت آن استفاده می شود [10]:

$$fmep = 0.69 + 0.11 * V_p + 0.014 P_p \quad (7)$$

## 6- محاسبه نرخ احتراق توسط مدل TFSCM

احتراق در موتورهای اشتعال جرقه ای که دارای مخلوط همگن هستند به طور معمول به سه قسمت تقسیم می شود [11]:

1- سوختن اولیه ورقه ای: این حالت زمانی است که هسته اولیه شعله به اندازه کافی بزرگ نشده است و توسط آشفتهگی تحت تاثیر قرار نگرفته است. در این حالت هنوز مقدار سوخت چندانی درون سیلندر محترق نشده است.

2- احتراق در حالت آشفته: مساحت جلوی شعله در مقایسه با حالت قبل کاملاً گسترده می شود و با وارد شدن مخلوط سوخت و هوای نسوخته به پشت جبهه شعله احتراق صورت می گیرد.

3- دوره احتراق نهائی: در این حالت مخلوط سوخت و هوای باقیمانده درون سیلندر و درون لایه مرزی گرمایی اطراف مرز سیلندر با شدت کمی به سوختن ادامه می دهد و دلیل کاهش شدت احتراق پائین بودن دما و افت سرعت حرکت محتویات درون سیلندر می باشد.

مدل احتراق آشفته بکار رفته در این شبیه ساز، مدل TFSCM (Turbulent Flame Speed Combustion Model) می باشد که ابتدا توسط Keck و Blizard [12] بیان شد و بعد توسط Tabaczynski [13] توسعه داده شد. این مدل برای شبیه سازی فرایند احتراق در موتورهای اشتعال جرقه ای به کار می رود. در این مدل از پارامترهای آشفتهگی مثل شدت آشفتهگی، مقیاس طولی آشفتهگی و خواص شعله مثل ضخامت و سرعت شعله درون محفظه احتراق استفاده می شود. سرعت آشفتهگی شعله مربوط به مرحله دوم احتراق بوده و تابعی از مرتبه دوم عدد رینولدز آشفتهگی و سرعت سوختن ورقه ای می باشد:

$$S_t = fsr * S_l \quad (8)$$

$$fsr = 0.2625 * e^{-4} Re_{turbu}^2 + 3.95 * e^{-2} Re_{turbu} + 1 \quad (9)$$

$$l_m = \sqrt{\frac{15\nu l_i}{u'}} \quad (10)$$

$$Re_{turbu} = \frac{\rho u' l_m}{\mu} \quad (11)$$

$m/s$	$S_t$ : سرعت آشفتهگی پیشروی شعله	$m$	$l_m$ : مقیاس طولی انتگرالی
-	$Re_{turbu}$ : عدد رینولدز آشفتهگی	$Pa.s$	$\mu$ : ویسکوزیته
		$m/s$	$u'$ : شدت آشفتهگی

سرعت سوختن ورقه ای حالتی است که در آن شعله در مخلوط نسوخته درون محفظه احتراق گسترش می یابد. بنابراین برای موتورهای احتراقی قسمت جلوی شعله با ادامه روند سوختن گازهای نسوخته به گسترش ادامه خواهد داد. سرعت سوختن ورقه ای تابع چگالی مخلوط سوخت و هوای سوخته شده و نسوخته و نسبت اکی والانس است که روابط مربوط به آن در زیر آورده شده اند [14]:

$$S_t = S_u \left( 1 + \frac{\rho_b}{\rho_u} \right) \quad (12)$$

$$S_u = S_{u,0} \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (13)$$

$$S_{u,0} = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2 \quad (14)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\phi - 1) \quad (15)$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1) \quad (16)$$

با توجه به چگالی مخلوط سوخت و هوای نسوخته، سرعت ورقه ای شعله و سطح جلوی شعله برای محاسبه مقدار جرم سوخته شده در اثر احتراق، از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\frac{dm_b}{dt} = A_f \cdot \rho_u \cdot S_l \quad (17)$$

$kg/m^3$	$\rho_u$ : چگالی مخلوط نسوخته	$kg$	$m_b$ : جرم سوخت سوخته شده
-	$\phi$ : نسبت اکی والانس	$m/s$	$S_l$ : سرعت ورقه ای پیشروی شعله
$m/s$	$B_m$ : حداکثر سرعت احتراق	$m/s$	$S_{u,0}$ : سرعت احتراق در شرایط متعارف
$m^2$	$A_f$ : سطح جلوی شعله	$m/s$	$B_\phi$ : ثابت تجربی

مقادیر و ثابت های مربوط به پارامترهای سرعت سوختن ورقه ای در جدول 1 آورده شده اند:

جدول 1- پارامترهای سوختن ورقه ای برای محاسبه سرعت شعله [15]

نوع	$\phi_m$	$B_m$	$B_\phi$
متان	1/11	0/369	-1/41
پروپان	1/08	0/342	-1/39
ایزواکتان	1/13	0/263	-0/85
بنزین	1/21	0/305	-0/55

## 7- نتایج مدل

مدل موجود به ازای چند دور مختلف برای موتور خودروی سمند دوسوخته با مشخصات هندسی موجود در جدول 2 و با شرایط محیطی مفروض در جدول 3 برای بدست آوردن پارامترهای عملکرد موتور مورد نظر اجرا شده است.

جدول 2- مشخصات هندسی موتور سمند [16]

نوع موتور XU7JP	
83	قطر پیستون (mm)
81/4	کورس (mm)
150/15	طول شاتون (mm)
9/25 : 1	نسبت تراکم

جدول 3- شرایط محیطی فرض شده برای موتور

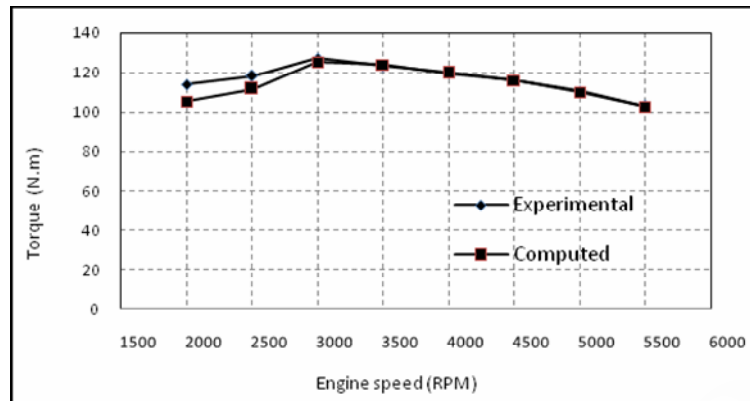
دما (K)		فشار (kPa)		
مکش	محیط	مکش	محیط	خروج
300	297	120	88	120

در اشکال 2 تا 6 نمودارهای گشتاور و توان برای دو نوع سوخت بنزینی و CNG و مصرف سوخت ویژه برای سوخت بنزینی نشان داده شده اند. در این نمودارها نتایج حاصل از اجرای مدل برای هشت دور مختلف موتور خودروی سمند دوسوخته با داده های تجربی موجود در جدول 4 مقایسه شده اند.

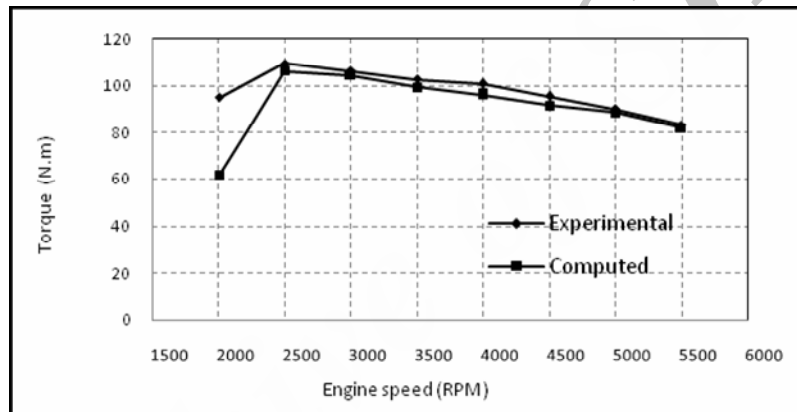
جدول 4- داده های تجربی برای موتور سمند [17]

سرعت	سوخت بنزین			سوخت CNG		
	توان	گشتاور	مصرف سوخت ویژه	توان	گشتاور	مصرف سوخت ویژه
rev/min	Kw	N.m	g/kw.hr	Kw	N.m	g/kw.hr
2000	23/88	114/39	310/61	19/85	95/08	283/61
2500	34/50	118/5	275/46	28/68	109/71	251/68
3000	40	127/64	282/86	33/34	106/38	264/25
3500	45/24	123/7	297/91	37/63	102/88	276/06
4000	50/29	120/30	305/80	42/17	100/92	281/30
4500	54/69	116/26	313/36	44/95	95/56	297/91
5000	57/88	110/79	323/02	47/18	90/37	305/46
5500	59/31	103/21	331/61	48/01	83/53	318/53

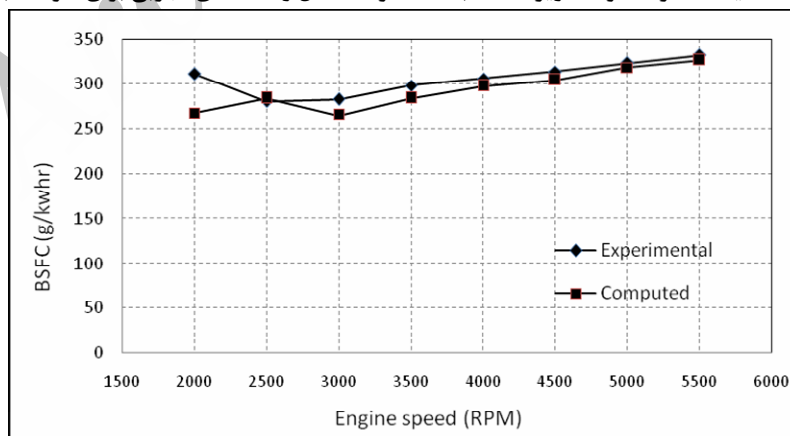
شکل 2- مقایسه گشتاور محاسبه شده توسط مدل و داده های تجربی برای سوخت بنزین



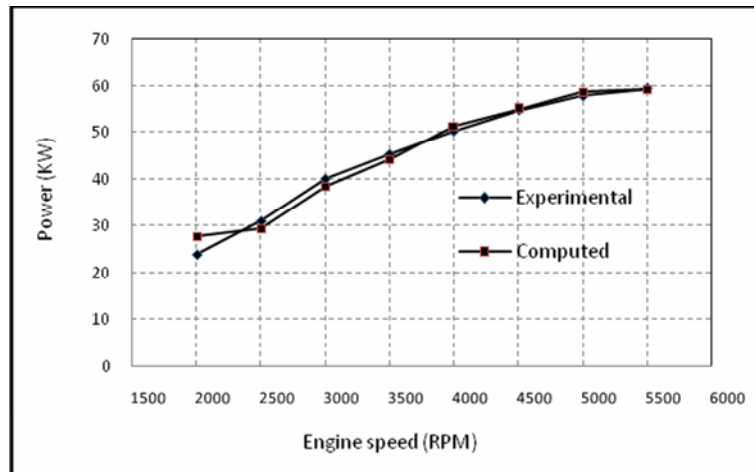
شکل 3- مقایسه گشتاور محاسبه شده توسط مدل و داده های تجربی برای سوخت CNG



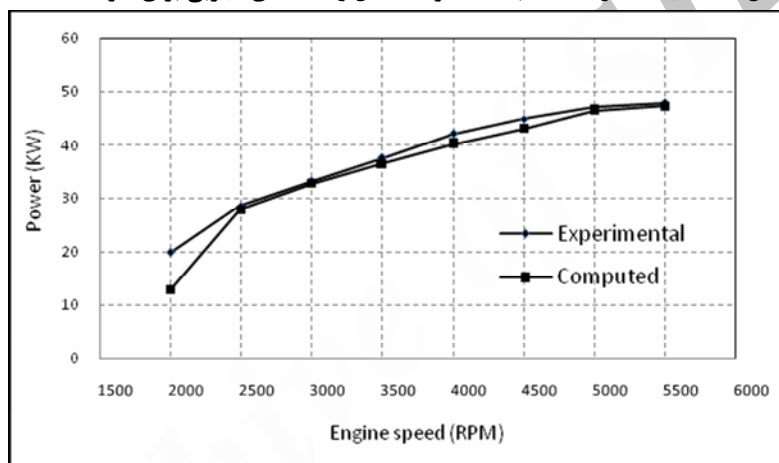
شکل 4- مقایسه مصرف سوخت ویژه محاسبه شده توسط مدل و داده های تجربی برای سوخت بنزین



شکل 5- مقایسه قدرت محاسبه شده توسط مدل و داده های تجربی برای سوخت بنزین



شکل 6- مقایسه قدرت محاسبه شده توسط مدل و داده های تجربی برای سوخت CNG



همانطور که در شکل های فوق مشاهده می شود، نتایج مدل حاضر با داده های تجربی تطابق خوبی را نشان می دهد.

## 8- نتیجه گیری

در مقاله حاضر عملکرد موتور خودروی سمنند دوسوخته توسط یک مدل شبیه ساز تک منطقه ای مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور تمام جزئیات موتور خودروی مذکور از قبیل مشخصات حجم های کنترل، محدود کننده های جریان، سوپاپها، شفت خروجی، نوع انتقال گرما، شرایط اولیه و شرایط محیط کاری آن در فایل ورودی نرم افزار دقیقاً درج شد و نتایج حاصله با داده های تجربی مقایسه شد و مشخص شد مدل احتراق و مدل انتقال گرمای استفاده شده در این مدل توانایی خوبی در پیش بینی عملکرد موتور دارد چرا که تطابق خوبی بین داده های تجربی و نتایج مدل مشاهده می شود.

یکی از مهمترین ویژگی های این نرم افزار سرعت بالای آن نسبت به سایر نرم افزارهایی است که از روش های CFD و روشهای چند منطقه ای استفاده می کنند. مدل های ریاضی شبیه سازی موتور و همچنین روش های تجربی نیز نیازمند زمان اجرایی زیاد و هزینه های بالا هستند، در صورتیکه این مدل نتایج مورد نظر را در مدت زمان خیلی کمی ارائه می دهد. همچنین می توان اثرات تغییر پارامترهایی مانند آوانس در جرقه زنی یا به تاخیر انداختن آن، نوع سیال خنک کن، شرایط کاری موتور و بسیاری عوامل دیگر را بر عملکرد آن بررسی نمود. بنابراین این مدل با قابلیت پاسخ دهی سریع و خطای کم، می تواند به ابزار مناسبی جهت بررسی عملکرد موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار گیرد.



## تشکر و قدردانی

نگارندگان از همکاری و مساعدت مسئولین محترم مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو کمال تشکر و قدردانی را می نمایند.

## مراجع

- 1- G.H. Abd Alla., "Computer simulation of a four stroke spark ignition engine.", Energy Conversion and Management., 43 (2002), 1043-1061
- 2- Z.H. Kodah, H.S. Soliman, M. Abu Qudais, Z.A. Jahmany., "Combustion in a spark-ignition engine.", Applied Energy 66 (2000) 237-250
- 3- A.E. Catania, D. Misul, A. Mittica and E. Spessa., "A Refined Two-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in SI Engines.", The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines., July 2001, Nagoya
- 4- E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, A. Al-Sarkhi, B. Akash., "Thermodynamic modeling of spark-ignition engine: Effect of temperature dependent specific heats.", International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (2006) 1264-1272
- 5- A. Mohammadi, M. Yaghoubi, M. Rashidi., "Analysis of local convective heat transfer in a spark ignition engine.", International Communications in Heat and Mass Transfer (2007)
- 6- Wallace F.J. & associates, ODES Data input Description, the University of Bath. 1993
- 7- M. Trabad. "Diesel Engine Cycle Simulation.", The university of Bath school of engineering 1983.
- 8- Richard Stone, Introduction to Internal Combustion Engines, ACMILLAN. 1999
- 9- Woschni, G., "A university applicable equation for instantaneous heat transfer coefficient in internal combustion engines.", SAE paper 670931, SAE Trans., Vol. 76, P. 3065
- 10- Gish et al. "Determination of True Engine Friction." (Comparison of indicated and motoring friction) Trans SAE 66 1958., p 649
- 11- Heywood J.B., Internal Combustion Fundamentals, McGraw-Hill Book Company. 1988
- 12- Blizard, N.C., and Keck, J.C., "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines", SAE Paper 740191, SAE Trans., Vol. 83, 1974
- 13- Tabaczynski, R.J., Ferguson, C.R., and Ranhakrishnan, K., "A Turbulent Entrainment Model for Spark Ignition Engine Combustion", SAE Paper 770647, SAE Trans., Vol. 86, 197
- 14- Kreiger, R.B., and Borman G.L., "The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines.", ASME paper 66-WAIDGP-4, 1966.
- 15- Rhodes, D.B., and Keck, J.C., "Laminar Burning Speed Measurements of Indolent-Air-Diluent Mixtures at High Pressures and Temperatures." SAE paper 850047, 1985
- 16- www.ikco.ir

17- واحد آزمایشگاه مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ipco)