کاهش مصرف انرژی در موتورهای احتراق جرقه‌ای رفت و برگشتی با ارائه و تحلیل یک مکانیزم لنگ و لغزنده متقارن

رضا پول تنگری*

کارشناسی ارشد
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول
pooltangari@iaud.ac.ir

مصطفی صفدری شادلو[۲]

کارشناسی ارشد
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف
safdari@mech.sharif.edu

چکیده

در این مقاله نوعی مکانیزم لنگ و لغزنده ارائه و بررسی گردیده و مقایسه‌ای میان عملکرد آن نسبت به نوع مرسوم برای یک موتور چهار زمانه احتراق جرقه‌ای انجام شده است. در این مقایسه از مدلسازی فرآیندهای ترمودینامیکی و نیروهای لرزشی و درونی استفاده شده و در نهایت، مزایا و معایب مکانیزم پیشنهادی عنوان گردیده است. پارامترهای مورد استفاده در این قیاس شامل، اصطکاک بدنه پیستون، نوع روانکار، تعداد رینگها، نوع، مقدار و بازه زمانی احتراق سوخت، آوانس جرقه، جرم قطعات، نسبت تراکم و سرعت زاویه‌ای لنگ، خصوصیات ترمودینامیکی هوای ورودی و دمای بدنه سیلندر می‌باشد. مکانیزم پیشنهادی از دیدگاههای ترمودینامیکی، اصطکاک داخلی، ابعادی و همچنین آلودگی صوتی و شیمیایی محیط زیست بر مکانیزم مرسوم چیرگی داشته و ضمن بهبود گشتاور و توان خروجی، باعث کاهش مقادیر قابل توجهی در مصرف سوخت خواهد بود. در عین حال از نظر پیچیدگی ها و تعدد قطعات و فرآیندهای ساخت و مونتاژ دارای معایبی می‌باشد.

کلمات کلیدی: لنگ و لغزنده، ترمودینامیک، راندمان اصطکاکی، اصطکاک داخلی، موتورهای احتراق جرقه‌ای.

۱- مقدمه

اهمیت مساله انرژی و بحران آن در سراسر جهان در سالهای اخیر بر هیچکس پوشیده نیست. بر همین اساس، دانشمندان در سراسر جهان برای ارتقاع وسایل مبدل انرژی، بی وقفه تلاش می‌کنند. در این میان موتورهای احتراق داخلی و مخصوصا موتورهای احتراق جرقه‌ای یا SI به علت وسعت کاربرد آنها، در کانون توجهات بوده و تلاشهای زیادی برای اصلاح و بهبود کارآیی آنها در دهه اخیر صورت پذیرفته است. لزوم اصلاح شیوه کار این وسایل تا آنجاست که حتی برخی راه حلهایی که در گذشته توجیه اقتصادی نداشته‌اند، اکنون بازنگری شده و چه بسا مورد استفاده قرار گرفته‌اند. مثلا گسترش مطالعات، برای جایگزینی سوختهای جدید و گران قیمت مانند هیدروژن، بجای سوختهای فسیلی، [۱]، و کاربرد انژکتورهای پاشش مستقیم و تحقیقات گسترده برای ارتقاء عملکرد آنها ([۲] تا[۴]) از مهمترین دلایل این مساله هستند. به همین ترتیب گسترش تحقیقات برای استفاده از مواد گرانقیمت هوشمند مانند مواد تابعی یا FGM و کامپوزیتی که بحث روز محافل علمی و مکانیکی می‌باشند ([۵] و[۶])، همگی نشان از ارزش مساله دارند.

به همین ترتیب برای کاهش ارتعاشات و اصطکاک داخلی این وسایل نیز، پژوهشگران به بررسی مکانیزمهای بسیار پیچیده رو آورده‌اند و مکانیزمهای بسیار متنوعی در این راستا ارائه می شود ([۷] تا[۱۲]). در همین زمینه اقدامات پژوهشگران برای کاهش هرچه بیشتر آلودگی صوتی حاصل از انحراف پیستون در سیلندر، که به واسطه عدم تقارن مکانیزم لنگ و لغزنده پدیدار می‌شود، جالب توجه بوده و در این راستا می‌توان به کارهای [۱۳] تا [۱۷] اشاره کرد.

پیرامون مدلسازی فرایند های احتراقی واقعی در موتورهای SI نیز کارهای متعددی انجام شده است ([۱۸] تا [۲۳]). با توجه به مساله انتقال حرارت و اصطکاک دراین موتورها، جه و همکاران [۱۸]، اقدام به شبیه سازی سیکل هوای استاندارد برای چرخه میلر نمودند. همچنین ابو ندا و همکاران [۱۹] به مدل سازی فرایند های ترمودینامیکی در موتورهای SI، منطبق بر نتایج آزمایشگاهی و مدلهای احتراقی مانند مدل وشنی پرداختند. به همین ترتیب به جهت بهبود تقریبهایی که در مدلسازیهای فوق پیرامون شرط مرزی حرارتی در درون محفظه سیلندر انجام می‌گیرد، اصفهانیان و همکاران [۲۰] به تحلیل حرارتی انواع شرط مرزی واقع شده بر روی پیستونهای موتورهای SI اهتمام ورزیدند. همچنین در جهت کاهش انرژی حرارتی تلف شده در موتورهای SI و بهبود راندمان اندیکه در این موتورها می‌توان به کارهای یامین و همکاران [۲۱] و کاتلر و همکاران [۲۲] در سالهای اخیر توجه کرد. در میان تحقیقات انجام گرفته پیرامون راندمان اصطکاکی موتورهای SI، باز هم ابو ندا و همکاران [۲۳] با احتساب اثرات اصطکاکی بدنه پیستون و رینگهای فشاری آن در مدلسازی ترمودینامیکی فرایند های موتور، توانستند اثرات اصطکاکی روان کارهای مختلف بررسی نمایند.

از جمله موضوعاتی که در حوزه موتورهای احتراق داخلی ارزشمند بوده و برطرف کردن آن می‌تواند منجر به افزایش قابل توجه راندمان اصطکاکی موتور در سرعتهای زاویه‌ای بالای لنگ گردد، مساله اصطکاک ناشی از فشار جانبی پیستون و رینگهای فشاری و صدمات حاصل از آنها بر موتور می‌باشد. از جمله کارها و تلاشهای انجام شده در این زمینه در سالهای اخیر می‌توان به مراجع [۲۴] تا [۲۷] توجه نمود.

یکی دیگر از مسائل مطرح در عالم موتورهای SI، مسئله ضربه و خود سوزی است که مانع اصلی افزایش نسبت تراکم و راندمان اندیکه در این موتورها می‌باشد و از سالیان دور تا کنون موضوع تحقیقات دانشمندان قرار داشته است. این مساله در دهه ۴۰ و ۵۰ میلادی با تحقیقات وسیع $NACA$ و عکسبرداریهای فوق سریع این مجموعه از ضربه، اوج گرفته ([۲۸] و [۲۹]) و تا کنون نیز ادامه دارد (کارهای [۳۰] تا [۳۳]).

مکانیزم‌های کاربردی ارائه شده برای کاهش اثرات اصطکاکی فشار جانبی در موتورهای دیزلی سنگین که بیش از ۱۰۰۰ کیلو وات بر هر سیلندر، توان تولید می‌نمایند، به دلیل ساختار خود، علاوه بر اینکه باعث بزرگتر شدن ابعاد موتور می‌شوند، با توجه به آثار اینرسی اتصالات سنگین متصل به پیستون و شاتون،

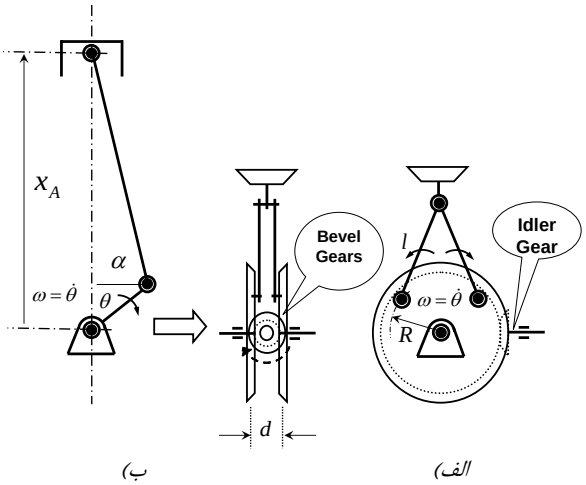
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

نمی‌توانند برای سرعت های زاویه‌ای بالای لنگ به کار روند و همچنین باز هم اثر بار جانبی در آنها کاملا مهار نشده و در نسبت های طول شاتون به لنگ کوچکتر، مشکل ساز خواهد شد ([۳]، [۳۴] و [۳۵]). ایده استفاده از دو شاتون برای هر پیستون، به جهت خنثی سازی بار جانبی و بالانس بهتر، برای اولین بار توسط لنچستردر سال ۱۸۹۷ ارائه کردید[۳۷]. اما این طرح بنا به وزن بالای اعضای رفت و برگشتی و در نتیجه نیروهای درونی و دینامیکی زیاد صرفا محدود به کاربرد در موتورهای احتراق تراکمی گردیده و نتوانست توجیه اقتصادی برای استفاده عمومی پیدا نماید.

در مقاله حاضر به ارائه و شبیه سازی فرآیندها و عملکرد نوعی مکانیزم لنگ و لغزنده در موتورهای SI پرداخته شده که علیرغم پیچیدگی نسبی آن، دارای مزایای چندگانه‌ای نسبت به مکانیزم لنگ و لغزنده مرسوم می‌باشد. بر این اساس مکانیزم پیشنهادی و نحوه عملکرد آن معرفی گردیده و سپس به بررسی مزایای آن، از دیدگاه شبیه سازی، پرداخته می‌شود. در شبیه سازی صورت گرفته ابتدا اثرات مثبت ترمودینامیکی کاهش نسبت طول شاتون به لنگ در یک موتور احتراق جرقه‌ای معین بحث شده و سپس ویژگیهای ترمودینامیکی و اصطکاکی ترکیب لنگ و لغزنده پیشنهادی و مرسوم مقایسه شده است. همچنین رفتار نیروهای دینامیکی و فشار ناشی از احتراق، وارده بر شاتونها در دو مکانیزم تحلیل گردیده و چگونگی توازن نیروهای لرزاننده موتور ارائه شده است. در نهایت به نتیجه گیری کلی این مقاله پرداخته شده و مزایای مکانیزم پیشنهادی از جهات مختلف مورد بحث قرار گرفته است.

۲-معرفی مکانیزم لنگ و لغزنده پیشنهادی

نمایی از مکانیزم لنگ و لغزنده پیشنهادی در مقایسه با نوع متداول، در شکل (۱-الف) مشاهده می‌گردد. در مکانیزم جدید دو عدد شاتون بکار رفته و در این میان بدنه دنده ها، خود همزمان به عنوان لنگ نیز استفاده شده‌اند. با توجه به شکل حرکت، بصورت متقارن از هر دو شاتون و از طریق ترکیب دنده های مخروطی نشان داده شده، توان انتقال می‌یابد. هر دو شاتون از طریق یک گژنپین و یک رابط به پیستون مرتبط شده و از طرف دیگر هرکدام بصورت جداگانه به بدنه چرخدنده های مخروطی متصل می‌گردند. در این شرایط دو دنده مخروطی متصل به شاتونها بصورت قرینه روبروی هم بوده و خلاف جهت یکدیگر دوران می‌کنند. یک هرزگرد حرکت دورانی قرینه دو چرخدنده مخروطی را تضمین می‌کند. این هرز گرد در شرایط توان گیری از یکی از دو دنده مخروطی می‌تواند انتقال دهنده قدرت به طرف مقابل مکانیزم باشد. همچنین امکان حذف کامل تماس پیستون با بدنه سیلندر در خلال بازه حرکت (بجز تماس رینگها) با توجه به تقارن ترکیب در یک نما، وجود دارد. به این ترتیب محدودیت نسبت طول شاتون به لنگ یا L/R (که محدود به فشار جانبی پیستون بوده است) برداشته خواهد شد و فقط بنا به نتایج معادلات قید ترکیب، جهت جلوگیری از قفل شدن مکانیزم در خلال حرکت باید L/R را بزرگتر از واحد برگزید. همچنین مزیت عمده دیگر این ترکیب، جلوگیری از انحراف پیستون در درون سیلندر در خلال دوران لنگ امکانپذیر است. از آنجایی که برای بالانس اجرام رفت و برگشتی، باید جرمهای خارج از مرکز به هر دو چرخدنده با دوران معکوس متصل گردد، در نمای بالای مکانیزم، کوپل پیچشی نابالانس پدید خواهد آمد. با کمک خارج از صفحه کردن اجرام توازن و متناسب با مقادیر آنها، می‌توان این گشتاورها را کاملا بالانس نمود (شکل (۲))

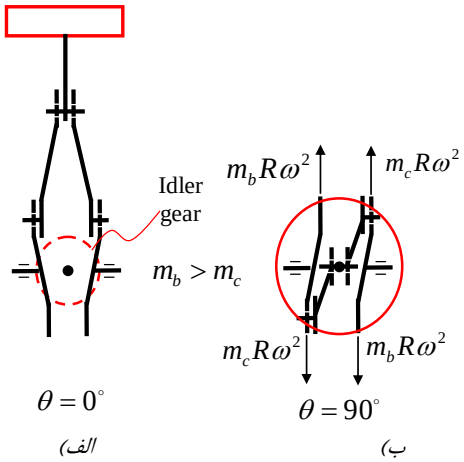


ب) الف)

شکل۱) نمایه کلی مکانیزم‌ها- الف) مکانیزم پیشنهادی ب) مکانیزم مرسوم

برای درک بهتر عملکرد ترکیب جدید، نمایه‌ای از مکانیزم توصیف شده در شکل (۳) دیده می‌شود. در ردیف اول، نماهای مختلف مکانیزم به نمایش در آمده و در آن مخروطهای گام ترسیم شده مربوط به چرخدنده های مخروطی و هرز گرد هستند. با توجه به کوتاه بودن طول شاتونها و میله رابط بین پیستون و شاتونها و در نتیجه ایمن تر بودن این اعضاء از کمانش (نسبت به ترکیب مرسوم)، ضخامت عرضی کوچکی برای آنها در نظر گرفته شده است. در شکل (۴)، برای مشاهده نحوه عملکرد درونی مکانیزم و چگونگی حرکت متقارن لنگها، دنده مخروطی چپ برداشته شده است.

در شکلهای (۴-ب) و (۴-پ) که در حوالی نقطه مرگ پایین رخ می‌دهند، با وجود زاویه انحراف ۴۵ درجه لنگ، جابجایی پیستون بسیار کم بوده و برعکس در شکلهای (۴-الف) و (۴-ب) که در حوالی نقطه مرگ بالا واقع می‌گردد، به ازای ۴۵ درجه انحراف لنگ، می‌توان شاهد جابجایی زیاد پیستون بود. این مسئله در مکانیزم مرسوم صادق نیست و لذا یکی از نقاط قوت ترمودینامیکی ترکیب پیشنهادی در اینجا شکل می‌گیرد. از طرفی این تغییرات فاحش، ضرورت تحلیل نیروهای درونی مکانیزم پیشنهادی را بارزتر می‌نماید.



الف) ب)

شکل ۲) نحوه توازن کامل گشتاورها در مکانیزم پیشنهادی در نماهای الف) روبرو ب)بالا

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

۳-بررسی اهمیت پارامتر "نسبت طول شاتون به طـول لنـگ" L/R در فرآیندهای ترمودینامیکی

در این قسمت به بررسی پارامتر L/R و تاثیر ایـن پـارامتر در بهبـود فراینـدهای ترمودینامیکی موتور پرداخته خواهد شد. برای بررسی مطلب فوق نیاز بـه پـاره‌ای تحلیلهای سینماتیکی است. برای این مقصود، بـا توجـه بـه نامگـذاری شـکل (۱-الف)، با استفاده از معادلات قید، می‌توان نوشت:

$$x_A = l\sin\alpha + R\cos\theta \quad (۱)$$

$$\dot{x}_A = l\dot{\alpha}\cos\alpha - R\dot{\theta}\sin\theta \quad (۲)$$

$$x = (l+R) - (l\sin\alpha + R\cos\theta) \quad (۳)$$

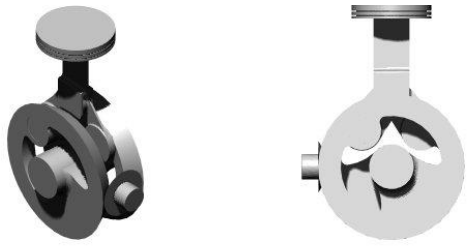
از طرفی داریم

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{R}{L}\sin\theta\right) \quad (۴)$$

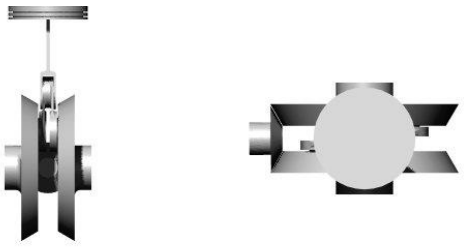
$$\Rightarrow \dot{\alpha} = \frac{-R\dot{\theta}\cos\theta}{\left(l^2 - R^2\sin\theta\right)} \quad (۵)$$

با فرض اینکه میل لنـگ بـا سـرعت زاویـه‌ای ثابـت $\dot{\theta} = 1500\,\mathrm{rpm}$ دوران نماید، به ازای $R = 0.0418$ و $l = 3.4R$ (در ترکیب معمـول) و $l = 1.1R$ (در مکانیزم پیشنهادی) نمـودار تغییـرات سـرعت لغزنـده برحسـب درجـه لنـگ بصورت شکل (۵) آمده است. همچنین قرار داد می‌شود کـه در تمـامی نمودارهـا، علامت N به معنای مکانیزم پیشنهادی و علامت U به معنای مکانیزم مرسوم است.

بدلیل اینکه معمولا در مرحله قـدرت، بیشـتر بـازه احتـراق و در نتیجـه تشـکیل گرادیان شدید حرارتـی در فاصـله $-25^\circ < \theta < 70^\circ$ اتفـاق می‌آفتـد (شـکل (۶)) و در نتیجه افزایش سرعت خطی پیستون در این بازه، می‌تواند مقـدار انـرژی تلف شده بشکل حرارت از دیواره هـا را کـاهش دهـد و فراینـد انبسـاط گازهـای سوخته را بیشتر به فرایندهای آیزنتروپیک نزدیک نماید. می‌توان نتیجه گرفت که در $l = 1.1R$ در موتور پیشنهادی، کار اندیکه بدست آمده بیشتر از نظیر آن در ترکیب مرسوم با نسبت $l = 3.4R$ می‌باشد. نتایج حاصـله از محاسـبات، نشـان می‌دهد که این فزونی، بسته به سرعت زاویه‌ای لنگ، بین ۸ تا ۱۴ درصد، است.



ب) الف)

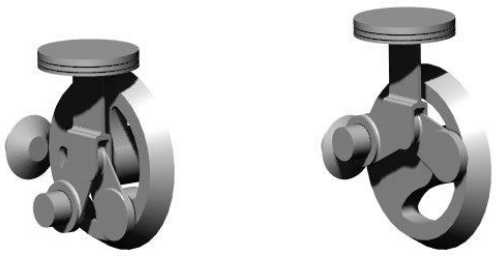


ت) پ)

شکل ۳) تصاویر کلی مکانیزم و چگونگی عملکرد آن از نماهای الف)ایزو ب)روبرو پ)جانبی ت)بالا



ب) الف)

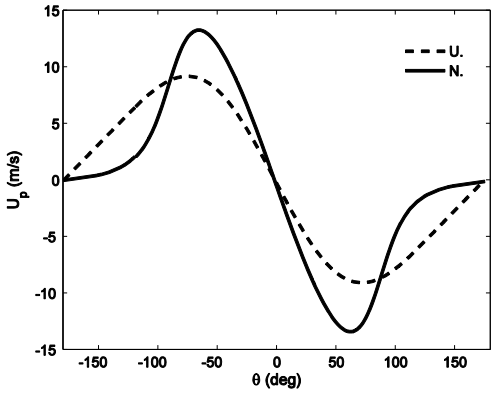


ت) پ)

شکل ۴) چگونگی عملکرد درونی مکانیزم و چگونگی حرکت متقارن لنگها، دنده مخروطی چپ برداشته شده است. الف) پیستون در حوالی نقطه مرگ بالا و جهت حرکت به‌سمت پایین ب) پیستون در حوالی نقطه مرگ پایین و جهت حرکت به‌سمت پایین پ) پیستون در حوالی نقطه مرگ پایین و جهت حرکت به‌سمت بالا ت) پیستون در حوالی نقطه مرگ بالا و جهت حرکت به‌سمت بالا

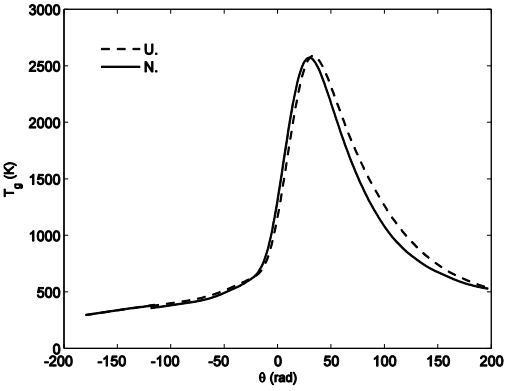
در شـکل (۶) کـاهش مختصـری در دمـای ماکسـیمم گازهـا در مکـانیزم جدیـد مشاهده می‌شود، و به این ترتیب با توجه به مراجع [۲۹] و [۳۳] ، امکان افـزایش بیش از یک واحد دیگر به نسبت تراکم مثـال فـوق در مکـانیزم پیشـنهادی قابـل پیشبینی بوده و در این صورت، راندمان این مکانیزم نسـبت بـه مکـانیزم مرسـوم، بصورت چشمگیری افزایش خواهد یافت. یکی دیگر از تغییرات قابـل بـیش بینـی در فرایند های ترمودینـامیکی مکـانیزم پیشـنهادی در شـکل (۶)، کـاهش قابـل ملاحظه دمای گازهای خروجی در مقایسه بـا مکـانیزم مرسـوم اسـت و می‌توانـد دلیلی بر کاهش آلودگی تولید شـده در مکـانیزم پیشـنهادی نسـبت بـه مکـانیزم مرسوم به سبب انجام کاملتر واکنشهای شیمیایی حاصله از احتراق باشد.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]



شکل ۵) نمودار تغییرات سرعت پیستون در بازه ۳۶۰ درجه چرخش میل لنگ در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی

یکی از اصلی ترین عللی که مانع از تحقق آرزوی کاهش نسبت طول شاتون به طول لنگ در مکانیزم متداول می‌باشد، اثر فشار جانبی لغزنده است. با کاهش این نسبت، بسته به سرعت زاویه‌ای لنگ و فشار سیلندر، این فشار بصورت فزاینده‌ای افزایش می‌یابد و در نتیجه اتلافات بزرگی را پدید می‌آورد. همچنین در مقادیر $l=3.4R$ که معمولا در موتورهای SI مرسوم بکار می‌رود، هرچند، اثر فشار جانبی کمتر می‌باشد، ولی کماکان حدود ۲۵٪ از کل اصطکاک داخلی موتور را شامل می‌شود ([۳] و [۳۶]). یکی از قابلیتهای مکانیزم جدید، حذف کامل این فشار به دلیل تقارن آن در هر نسبت L/R می‌باشد.



شکل ۶) نمودار تغییرات دمای گازهای درون سیلندر (با استفاده از نتایج بخش ۴) در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی

یکی از مشکلاتی که در طرح حاضر حائز اهمیت است، نیروی پدید آمده در اعضای تشکیل دهنده مکانیزم است. با کاهش L/R، بسته به سرعت زاویه‌ای موتور، نیروی اینرسی پدید آمده در بین اعضا بشکل مضاعف بالا می‌رود که این امر سرعت زاویه‌ای ماکسیمم موتور را محدود می‌نماید. در این میان در مقادیر کوچکتر L/R، نرخ افزایش راندمان حرارتی اندیکه کاهش می‌یابد. لذا برای دستیابی به راندمانهای بالاتر، لازم است L/R بهینه‌ای انتخاب شود.

۴-شبیه سازی فرایند های ترمودینامیکی مکانیزم در یک موتور SI چهارزمانه:

برای شبیه سازی فرآیندهای ترمودینامیکی مکانیزم ارائه شده و مقایسه آن با عملکرد ترکیب متداول با کمک مراجع [۱۹]، [۲۳] و [۳۶] از قانون اول ترمودینامیک داریم:

$$\delta Q-\delta W=dU \qquad (۶)$$

که بر اساس مفاهیم انرژی و کار در یک موتور احتراقی می‌توان قانون اول را بشکل زیر آورد:

$$(\delta Q_{in}-\delta Q_{loss})-(PdV-\delta W_{irrev})=dU \qquad (۷)$$

در ادامه تک تک عبارتهای فوق در فرآیندهای یک موتور احتراقی تشریح می‌شود. تغییرات انرژی درونی یک گاز ایده آل با حرارت مخصوص ثابت بصورت زیر است

$$dU=mC_v dT_g \qquad (۸)$$

با دیفرانسیل گرفتن از معادله حالت یک گاز ایده آل داریم

$$PdV+VdP=mR_g dT_g \qquad (۹)$$

که از ترکیب معادلات (۸) و (۹) داریم

$$dU=\frac{C_v}{R_g}(PdV+VdP) \qquad (۱۰)$$

برای تعیین مشخصات جزءکار بازگشت ناپذیر، با در نظر گرفتن اثرات اصطکاک بدنه و رینگها می‌توان نوشت:

$$\delta W_{irrev}=\left(\mu\frac{du}{dy}\right)_{skirt}L_{skirt}\pi D dx+\left(\mu\frac{du}{dy}\right)_{ring}L_{ring}\pi D dx \qquad (۱۱)$$

که با توجه به معادله (۲) و $U_p(\theta)=\dot{x}_A(\theta)$، می‌توان معادله (۱۱) را به فرم زیر درآورد

$$\delta W_{irrev}=\mu\pi D dx U_p(\theta)\left(\frac{L_{skirt}}{C}+\frac{L_{ring}}{\varepsilon}\right) \qquad (۱۲)$$

که در معادله (۱۲)، ε ضخامت فیلم روغن میان رینگ فشار و بدنه سیلندر بوده و C ضخامت فیلم روغن میان پیستون و بدنه سیلندر می‌باشد و از نتایج تجربی تعیین می‌گردند [۲۳].

همچنین در معادله (۷)، برای محاسبه δQ_{in}، کل مقدار حرارت آزاد شده از جرم سوخت معین m_f عبارت است از

$$Q_{in}=m_f LHV \qquad (۱۳)$$

و مقدار انرژی آزاد شده متغییر با زاویه لنگ از معادله زیر بدست می‌آید

$$\delta Q_{in}(\theta)=Q_{in}dx_b \qquad (۱۴)$$

که x_b به عنوان تابع نرخ احتراق سوخت [۲۳] عبارت است از

$$x_b=1-\exp\left(-5\left(\frac{\theta-\theta_s}{\Delta\theta}\right)^3\right) \qquad (۱۵)$$

که در معادله فوق $\Delta\theta$ کل بازه انجام احتراق است. در نهایت جزء مقدار حرارت تلف شده با کمک معادلات جابجایی و متناسب با سطوح فرار حرارت بشکل زیر بدست می‌آید:

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

$$\delta Q_{loss} = \frac{h_{cg} A_h}{\dot{\theta}} (T_g - T_w) d\theta \quad (۱۶)$$

به این ترتیب با جایگذاری معادلات (۱۰)، (۱۲)، (۱۴) و (۱۶) در معادله (۶) و تنظیم معادله بر حسب dP داریم

$$dP = \frac{k-1}{V}\left(Q_{in} dx_b - \frac{h_{cg} A_h}{\dot{\theta}} (T_g - T_w) d\theta \right) - \frac{k}{V} P dV + \frac{k-1}{V}\left(\mu \pi D U_p \left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon} \right) \right) dx \quad (۱۷)$$

و با برآورد تغییرات معادله (۱۷) نسبت به زاویه لنگ خواهیم داشت

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{k-1}{V}\left(Q_{in} \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{h_{cg} A_h}{\dot{\theta}} (T_g - T_w) \right) - \frac{k}{V} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{k-1}{V}\left(\mu \pi D U_p \left(\frac{L_{skirt}}{C} + \frac{L_{ring}}{\varepsilon} \right) \right) \frac{dx}{d\theta} \quad (۱۸)$$

که در معادله فوق حجم سیلندر در زاویه θ عبارت است از

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} x(\theta) \quad (۱۹)$$

و سطح انتقال حرارت عبارت است از

$$A_h(\theta) \cong \frac{\pi D^2}{2} + \pi D x(\theta) \quad (۲۰)$$

همچنین با توجه به رابطه ظرفیت گرمایی در حجم ثابت و فشار ثابت و ثابت گازها ($C_v(T_g) = C_P(T_g) - R_g$ و $k(T_g) = C_P(T_g)/C_v(T_g)$) می‌توان برای برآورد تغییرات خواص ظرفیت گرمایی هوا در بازه دمایی ۳۰۰ تا ۳۵۰۰ کلوین و به ازای ترکیب ۷۸,۱٪ نیتروژن، ۲۰,۹۵٪ اکسیژن ۰,۹۲٪ آرگون و ۰,۰۳٪ دی اکسید کربن [۱۹] از برازش زیر استفاده کرد

$$C_p = 2.506\times10^{-11} T_g^2 + 1.454\times10^{-7} T_g^{1.5} - 4.246\times10^{-7} T_g + 3.162\times10^{-5} T_g^{0.5} + 1.3303 - 1.512\times10^{4} T_g^{-1.5} + 3.063\times10^{5} T_g^{-2} - 2.212\times10^{7} T_g^{-3} \quad (۲۱)$$

به همین ترتیب برای تعیین تغییرات دمایی گازهای درون سیلندر از معادله حالت داریم

$$T_g = \frac{P(\theta) V(\theta)}{m R_g} \quad (۲۲)$$

تغییرات ضریب جابجایی حرارتی بر حسب تغییرات زاویه لنگ، طبق مدل وُشنی [۳۶]و [۲۳] بصورت زیر توصیف می‌شود

$$h_{cg} = 3.26 D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.55} w^{0.8} \quad (۲۳)$$

که در آن w سرعت احتراق بوده و از معادله زیر، محاسبه می‌گردد

$$w(\theta) = \left(C_1 (4R\omega) + C_2 \frac{V_d T_{gr}}{P_r V_r} (P(\theta) - P_m) \right) \quad (۲۴)$$

که در معادله فوق، P_r، V_r و T_{gr} به ترتیب فشار و حجم و دمای گازهای مکیده شده در سیلندر بلافاصله پس از بسته شدن سوپاپ هوا، می‌باشند و P_m فشار نظیر درون سیلندر به ازای تغییرات لنگ بوده که در شرایط بدون احتراق رخ می‌دهد. عبارتهای C_1 و C_2، مقادیری ثابت هستند که در هنگام تراکم و بدون انجام احتراق برابر $C_1 = 2.28$ و $C_2 = 0$ بوده و در شرایط احتراق و انبساط برابر $C_1 = 2.28$ و $C_2 = 0.0324$ می‌باشند.

۵-تحلیل نیروهای لرزشی

با استفاده از معادله (۲) برای تحلیل شتاب پیستون داریم

$$\ddot{x}_A = l\ddot{\alpha}\cos\alpha - l\dot{\alpha}^2 \sin\alpha - R\ddot{\theta}\sin\theta - R\dot{\theta}^2\cos\theta \quad (۲۵)$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\left(R\dot{\theta}^2\sin\theta - R\ddot{\theta}\cos\theta\right)\left(l^2 - R^2\sin^2\theta\right)}{\left(l^2 - R^2\sin^2\theta\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\left(R^3\dot{\theta}^2\sin\theta\cos^2\theta\right)}{\left(l^2 - R^2\sin^2\theta\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (۲۶)$$

چنانچه جرم پیستون با m_p (که شامل جرم پیستون، رینگها، گژن پین و جرم معادل شاتون است) و جرم معادل لنگ، با m_c (که معادل جرم لنگ و جرم معادل شاتون در سمت لنگ است) نمایش داده شود(شکل(۷))، بر اساس مرجع [۳۷]، نیروی لرزشی وارده بر پایه در یک مکانیزم مرسوم بصورت ذیل بدست می‌آید

$$f_{ub} = \left(f_p^2 + f_c^2 + 2 f_c f_p \cos\theta\right)^{0.5} \quad (۲۷)$$

که در آن

$$f_p = m_p \ddot{x}_A \quad (۲۸)$$

$$f_c = m_c (R\dot{\theta}^2) \quad (۲۹)$$

و مطابق با مرجع [۳۷]، پس از انجام بالانس، نیروی وارده به پایه برابر با

$$f_b = \left(f_p^2 + (f_c - f_{am})^2 + 2(f_c - f_{am}) f_p \cos\theta\right)^{0.5} \quad (۳۰)$$

که در آن نیروی حاصل از جرم اضافه شده در طرف مقابل لنگ برابر با

$$f_{am} = m_a (R\dot{\theta}^2) \quad (۳۱)$$

اما در مکانیزم جدید، نیروی منتقل شده به پایه، با توجه به تقارن حرکت مکانیزم، فقط در راستای حرکت پیستون مولفه خواهد داشت و مولفه های عمود بر جهت حرکت پیستون، صرفا باعث پدید آمدن کوپل ارتعاشی در راستای حرکت پیستون خواهند شد. لذا با کمک معادله (۳۰) نیروها و گشتاورهای ارتعاشی مکانیزم جدید برابر

$$f_{newb} = f_b \cos\gamma \quad (۳۲)$$

$$M_{newb} = f_b d \sin\gamma \quad (۳۳)$$

می‌باشد که در آن γ زاویه بین نیروی لرزشی و امتداد قائم نسبت به شکل(۱-الف) می‌باشد و برابر است با

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{(f_c - f_b)\sin\theta}{(f_c - f_b)\cos\theta - f_p} \right) \quad (۳۴)$$

و d فاصله میان مراکز دو بخش جرم m_a است که به دو لنگ مکانیزم اضافه شده‌اند و در شکل(۱-الف) نشان داده شده است.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

-تحلیل نیروهای وارده بر مکانیزم

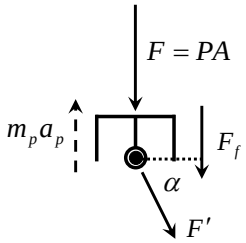
با توجه به اهمیت بارهای محوری و مساله کمانش در شاتونها، در اینجا فرض ساده کننده شاتون به عنوان عضوی دو نیرویی به کار می‌رود (با صرفنظر از اثرات اینرسی مرکز جرم آن) و همچنین با فرض اینکه اثرات اصطکاک رینگ و بدنه پیستون بصورت F_f در خلاف جهت حرکت پیستون لحاظ شود، از رابطه زیر داریم

$$F_f = \frac{\delta W_{irrev}}{dx_A} \quad (۳۵)$$

$$\sum F_y = m_p a_p \quad (۳۶)$$

$$\Rightarrow -F'\sin\alpha - F \pm F_f = m_p a_p \quad (۳۷)$$

$$\Rightarrow F' = -\frac{m_p a_p + F \pm F_f}{\sin\alpha} \times \xi \quad (۳۸)$$



شکل ۷) تقریب نیروهای وارده بر یک پیستون

از آنجا که در مکانیزم جدید نیروی وارده از پیستون برروی دو شاتون تقسیم می‌گردد، لذا مقدار ξ در مکانیزم مرسوم، ۱ و در مکانیزم جدید ۰،۵ خواهد بود. به این ترتیب می‌توان مقدار کل گشتاور منتقل شده به لنگ از سوی شاتون را با رابطه زیر محاسبه نمود

$$T = F'R\cos(\theta - \alpha) \quad (۳۹)$$

در نهایت، نیروهای وارده بر شافت لنگ همان نیروهای بالانس در معادلات (۳۰) و (۳۲) (بترتیب در مکانیزمهای معمول و جدید) خواهند بود و کل نیروها و گشتاورهای وارده بر لنگ علاوه بر نیروهای بالانس و نیروهای وارده از سوی شاتون، اثرات خمشی و پیچشی این نیروها می‌باشند که بستگی به نوع اتصالات و هندسه آنها دارد.

۶- نتایج حاصل از شبیه سازی

۶-۱- تحلیل پدیده احتراق

با حل معادله (۱۸) در بازه $-180 \le \theta \le 180$ و با انتخاب گام تغییرات مناسب(۱ درجه)، می‌توان تغییرات فشار درون سیلندر را محاسبه کرد. با توجه به اینکه در حل فوق، h_{cg} ، k ، P ، T_g همگی با هم کوپل هستند، لذا در گام اول ابتدا با دانستن فشار گازها در TDC، برای حدس تغییرات فشار به ازای تغییرات $\Delta\theta$، با جای گذاری معادله زیر

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P(\theta) - P(\theta - \Delta\theta)}{\Delta\theta} \quad (۴۰)$$

در معادله (۱۸) و حل هم زمان آن با معادلات شامل h_{cg} ، k ، P ، T_g و با روش تقریب و تکرار [38]، می‌توان، بسته به دقت تعیین شده حل، به مقدار $P(\theta)$ دست یافت. اما برای گام های بعد از تقریب دقیقتر زیر، بجای معادله (۴۰) بهره گرفته شده است و توزیع فشار $P(\theta)$ حاصل گردیده

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{3P(\theta) - 4P(\theta - \Delta\theta) + P(\theta - 2\Delta\theta)}{2\Delta\theta} \quad (۴۱)$$

همچنین، پارامتر Q_{in} بعد از جرقه شمع در θ_s، وارد می‌گردد و تا بازه احتراق θ_d ادامه می‌یابد. به همین ترتیب، راندمان حرارتی اندیکه و راندمان حرارتی مکانیزم با اعمال اثرات اصطکاکی به ترتیب، بصورت ذیل حاصل می‌گردد

$$W_i = \oint P dV \quad (۴۲)$$

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{in}} \quad (۴۳)$$

$$\eta = \frac{W_i - W_{irrev}}{Q_{in}} \quad (۴۴)$$

و در نهایت روابط حاکم بر گشتاور متوسط ترمزی، مصرف ویژه سوخت ترمزی و توان خروجی (همگی فقط تحت تاثیر اصطکاک لزجی پیستون) برای یک موتور چهار زمانه احتراق جرقه‌ای عبارتند از

$$T_{ave} = \frac{1}{4\pi}\int_0^{2\pi} T d\theta \quad (۴۵)$$

$$BSFC = \frac{m_f}{W_i - W_{irrev}} \quad (۴۶)$$

$$H = T_{ave}.\omega \quad (۴۷)$$

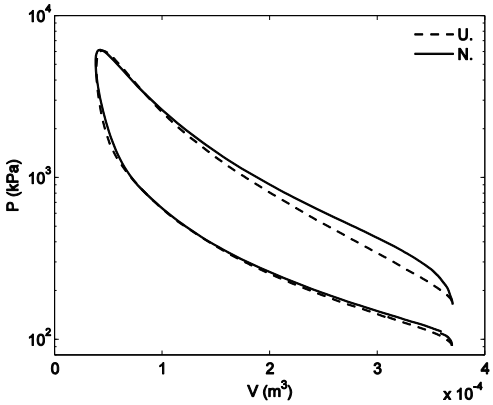
برای بررسی عملکرد مکانیزم اخیر در فرآیندهای ترمودینامیکی، مثال زیر ارائه می‌شود و اثر تغییر پارامترهای مختلف در خلال آن بررسی خواهد شد. برای بررسی بیشتر ترکیب لنگ و لغزنده‌ای با ابعاد و ویژگیهای جدول (۱) را در نظر بگیرید.

جدول ۱) ابعاد و ویژگیهای ترکیب لنگ و لغزنده مورد بررسی

۱- قطر پیستون	$D = 0.071\,\text{m}$
۲- جرم معادل پیستون	$m_p = 0.485\,\text{kg}$
۳- لقی بدنه پیستون با دیواره سیلندر [۲۳]	$C = 23\,\mu\text{m}$
۴- کورس	$2R = 0.0836\,\text{m}$
۵- دانسیته روغن	$\mu = 18\ \text{mPa.s}$
۶- طول شاتون مکانیزم مرسوم	$l = 3.4R$
۷- طول شاتون مکانیزم پیشنهادی	$l = 1.1R$
۸- تعداد رینگهای فشاری	2
۹- ضرایب لقی میان رینگ های پیستون و بدنه [۲۳]	$A = 1\,\mu m, \text{B} = 6\,\mu\text{m}$
۱۰- ضخامت هر رینگ	$0.001\,\text{m}$
۱۱- طول بدنه پیستون	$0.06\,\text{m}$
۱۲- سوخت	C_8H_{18}
۱۳- نسبت تعادل	$\phi = 0.9$

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

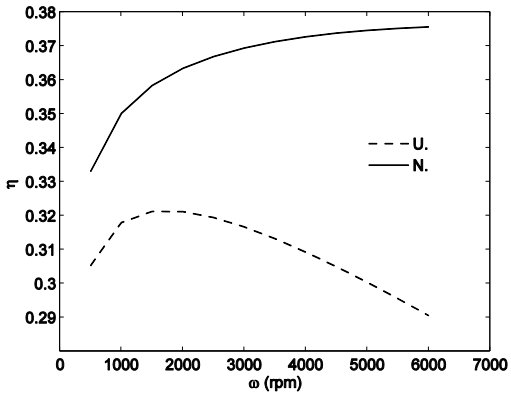
۱۴- متوسط بازه احتراق سوخت [۲۳]	$\theta_d = 70^\circ$
۱۵- فشار هوای مرجع	$P_r = 92\,\mathrm{kPa}$
۱۶- دمای هوای مرجع	$T_r = 300\,\mathrm{K}$
۱۷- دمای متوسط دیواره سیلندر	$T_w = 400\,\mathrm{K}$
۱۸- نسبت تراکم	$r = 9.7$
۱۹- جرم معادل لنگ	$m_c = 0.58\,\mathrm{kg}$



شکل۸) نمودار تغییرات فشار سیلندر بر حسب حجم ، در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی $\omega = \dot{\theta} = 1500\,\mathrm{rpm}$

شکل (۸) نشان دهنده نمودار لگاریتمی تغییرات فشار سیلندر بر حسب حجم سیلندر در آوانس بهینه جرقه شمع (بالاترین کار اندیکه) در سرعت زاویه‌ای $\omega = \dot{\theta} = 1500\,\mathrm{rpm}$ برای هر دو ترکیب می‌باشد. با محاسبه مساحت سطح محصور هر دو نمودار می‌توان به برتری ۸ درصدی کار اندیکه ترکیب پیشنهادی نسبت به نوع مرسوم پی برد.

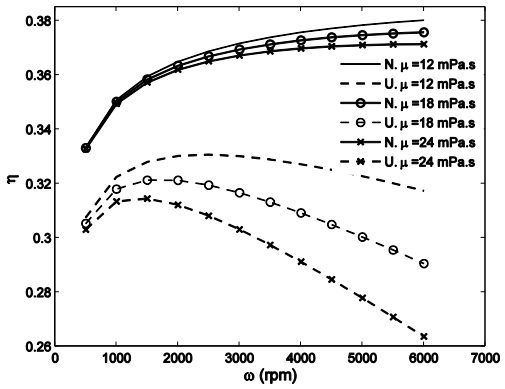
برای مقایسه بهتر عملکرد هر دو مکانیزم و بررسی اثرات اصطکاکی ناشی از کار بازگشت ناپذیر، نمودار تغییرات راندمان حرارتی (η)، به ازاء تغییرات سرعت زاویه‌ای لنگ در شکل (۹) ترسیم شده است. در این نمودارها، برای هر سرعت زاویه‌ای، آوانس بهینه جرقه لحاظ شده و همچنین در ترکیب جدید $L_{skirt} = 0$ اعمال گردیده است.



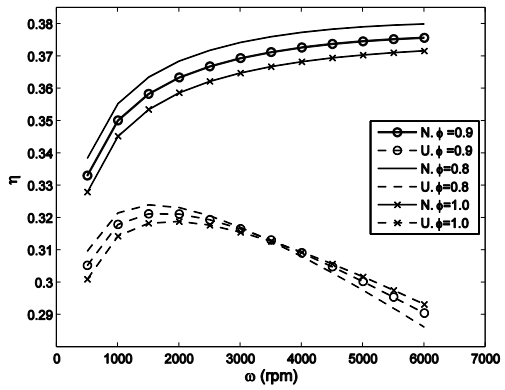
شکل۹) نمودار راندمان-سرعت زاویه‌ای لنگ ، در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی

نتایج محاسبات، نشاندهنده برتری ۱۲ تا ۲۰ درصدی راندمان ترمزی در مکانیزم پیشنهادی نسبت به نوع مرسوم (بسته به سرعت زاویه‌ای لنگ) می‌باشد که این برتری به ازای ماکسیمم راندمان ترمزی در مکانیزم مرسوم و در محدوده $0 \le \omega \le 6000\,\mathrm{rpm}$ در حدود ۱۵ درصد است.

اثر لزجت روغن بر راندمان اصطکاکی موتور در شکل (۱۰) نشان داده شده که نشان دهنده تاثیر پذیری بسیار زیاد راندمان اصطکاکی ترکیب مرسوم از لزجت روغن در مقایسه با نوع پیشنهادی است. که در شرایط کار سرد موتور و در سرعت های زاویه‌ای متوسط و بالای لنگ، به نسبت، راندمانهای بسیار پایین تری را باید از نوع رایج انتظار داشت، حال آنکه در نوع پیشنهادی این تغییرات بسیار کوچک می‌باشد. تاثیر پارامترهای نسبت سوخت به هوا و نسبت تراکم بر راندمان اصطکاکی مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی، به ترتیب در شکلهای (۱۱) و (۱۲) بررسی شده‌اند. از ترسیمه مربوطه می‌توان دریافت که پارامترهای نسبت سوخت به هوا و نسبت تراکم، نقش بسیار تعیین کننده‌ای را در راندمان اصطکاکی مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی بازی می‌کنند. مطابق شکل (۱۱) می‌توان موفقیت دو چندان عملکرد مکانیزم پیشنهادی نسبت به مکانیزم مرسوم را در احتراق رقیق‌تر ($\phi = 0.8$) نسبت به احتراق غنی‌تر ($\phi = 1.0$) دید.



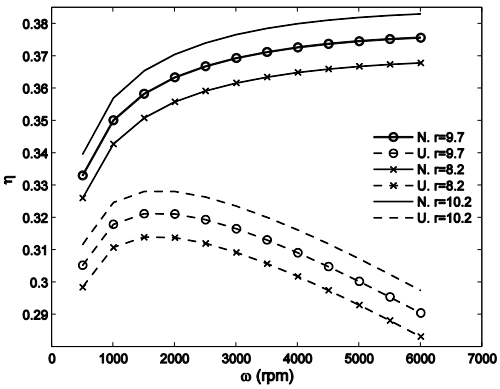
شکل۱۰) نمودار راندمان-سرعت زاویه‌ای لنگ، در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی و به ازای تغییرات لزجت روغن



شکل۱۱) نمودار راندمان- سرعت زاویه‌ای لنگ، در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی و به ازای تغییرات نسبت تعادل

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

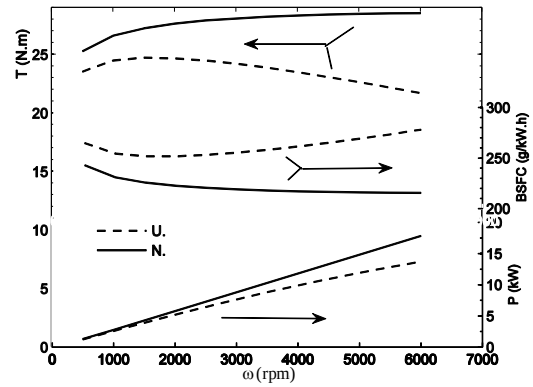
این مساله می‌تواند به خاطر کاهش بارز اصطکاک بدنه پیستون در طرح پیشنهادی از یک سو و از طرف دیگر بهبود راندمان حرارتی در اثر کاهش L/R در شرایط رقیق و Q_i کوچک رخ دهد. به همین ترتیب در شکل (۱۲) تاثیر افزایش نسبت تراکم، را در ترکیبهای معمول و پیشنهادی می‌توان یافت و نتایج بدست آمده نشان دهنده نرخ برابری از این تاثیرات در هر دو ترکیب دارد.



شکل۱۲) نمودار راندمان-سرعت زاویه‌ای لنگ، در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی و به ازای تغییرات نسبت تراکم

با توجه به مطالبی که پیرامون شکل (۶) ایراد گردید، بر طبق پیشبینی که می‌توان از طریق شبیه سازی انجام گرفته در این مقاله و نتایج حاصل در [۳۳و ۲۹] انجام داد، می‌توان در شرایط احتراقی مشابه بین مکانیزمهای پیشنهادی و مرسوم طبق مثال، بالغ بر یک واحد به نسبت تراکم مکانیزم افزود. با اینکار و با کمک شکل (۱۲) ، می‌توان نتیجه گرفت که در حوالی سرعت زاویه‌ای $\omega = \dot{\theta} = 4000\text{rpm}$، مکانیزم پیشنهادی نسبت به مکانیزم مرسوم، بیش از ۲۱٪ افزایش راندمان نشان می‌دهدکه بسیار مطلوب است.

در شرایط جدول (۱) و با کمک معادله‌های (۴۵) تا (۴۷)، شکل (۱۳) حاصل می‌گردد که می‌تواند نمایش واضح عملکرد ترکیب جدید و مرسوم و در شرایط ترمودینامیکی ورودی مشابه باشد.



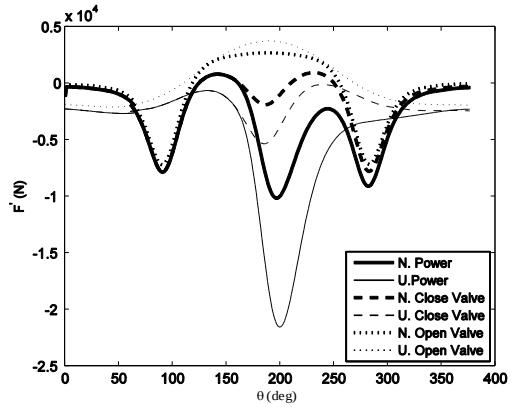
شکل۱۳) نمودار های تغییرات گشتاور ترمزی، مصرف ویژه سوخت ترمزی و توان خروجی ترکیبهایی پیشنهادی و مرسوم

درنمودار شکل (۱۳) می‌توان افزایش حدود ۲۵ درصد در گشتاور، کاهش حدود ۲۰ درصد مصرف ویژه سوخت و در نهایت افزایش حدود ۲۵ درصد در توان خروجی را در دور بالای موتور (۶۰۰۰ دور بر دقیقه) را از مکانیزم جدید، نسبت به نوع مرسوم بصورت همزمان انتظار داشت. اما امکان رسیدن به چنین دورهایی در مکانیزم جدید مستلزم تحلیل نیروهای داخلی است که در بخش بعد محاسبه می‌شود.

۶-۲- تحلیل نیروی وارده بر شاتون

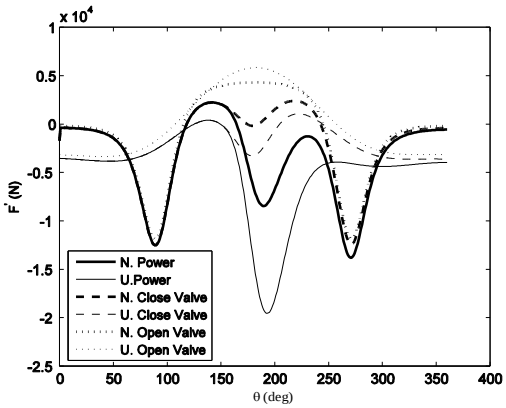
با کمک نتایج حاصل از مثال بخش قبل از تحلیل عملکرد ترمودینامیکی مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی دراین قسمت، با کمک معادله‌های (۳۸) و (۳۹) و توزیع فشار روی پیستون در بخش قبل، می‌توان نیروی F' وارده بر شاتون را تحلیل نمود. در شکل (۱۴) نتایج نیروهای وارده بر شاتون به ازای مقادیر بکار رفته در مثال بخش قبل، ترسیم شده است. دراین شکل سرعت زاویه‌ای لنگ $\omega = \dot{\theta} = 3500\text{rpm}$ در نظر گرفته شده، نیروی منفی نشانه فشاری بودن نیروی وارده بر شاتون و نیروی مثبت نشانه کششی بودن آن می‌باشد. خطوط پررنگ برای مکانیزم پیشنهادی ترسیم شده است که در شرایط مختلف (الف:انجام احتراق، ب: بدون احتراق با سوپاپ بسته و همچنین ج) بدون احتراق با سوپاپ باز، تحلیل شده است. برای نشان دادن اثر سرعت زاویه‌ای لنگ بر تغییرات نیروها در مکانیزم پیشنهادی و مرسوم، شکل (۱۵) با تغییر سرعت زاویه‌ای مثال قبل به $\omega = \dot{\theta} = 4500\text{rpm}$، ترسیم گردیده و در آن، رشد چشمگیر بارهای دینامیکی نسبت به شکل (۱۴) نمایان است. برای بررسی پارامتر نسبت طول شاتون به طول لنگ، برای مثال فوق با سرعت زاویه‌ای لنگ $\omega = \dot{\theta} = 3500\text{rpm}$ و با در نظر گرفتن طول شاتون $l = 1.05R$، نیروهای وارده بر شاتون بصورت شکل (۱۶) بدست می‌اید.

از آنجایی که یکی از نگرانی های عمده مربوط به مکانیزم پیشنهادی، نیروهای بین اعضاء می‌باشد. مطابق با نتایج شکل های (۱۵) و (۱۶)این مشکل قابل حل است. با وجودی که نیروهای دینامیکی مکانیزم جدید، که قله آنها در شاتون در حوالی ۹۰ و ۱۸۰ درجه میل لنگ پدید می‌اید، به نسبت قله احتراق در حوالی مرگ بالا، مقادیر متنابهی را به خود اختصاص داده است، اما خوشبختانه با هم برآیند نشده و لذا محدودیت عمده‌ای را در سرعت موتور بوجود نمی‌آورند.

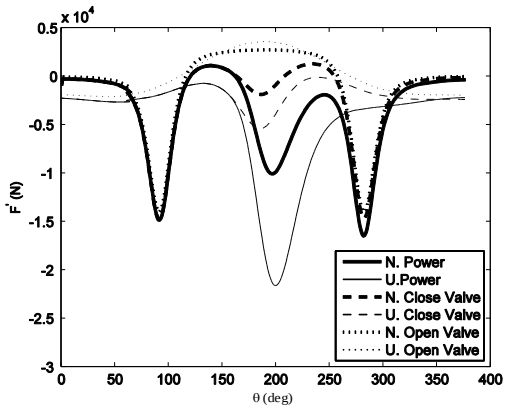


شکل۱۴) نمودار نیروهای وارده بر شاتون-زاویه لنگ، در شرایط با احتراق و بدون احتراق با سوپاپ بسته و باز در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی و به ازای $\omega = \dot{\theta} = 3500\text{rpm}$

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]



شکل۱۵) نمودار نیروهای وارده بر شاتون-زاویه لنگ، در شرایط با احتراق و بدون احتراق با سوپاپ بسته و باز در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی و به ازای $\omega = \dot{\theta} = 4500\,\mathrm{rpm}$

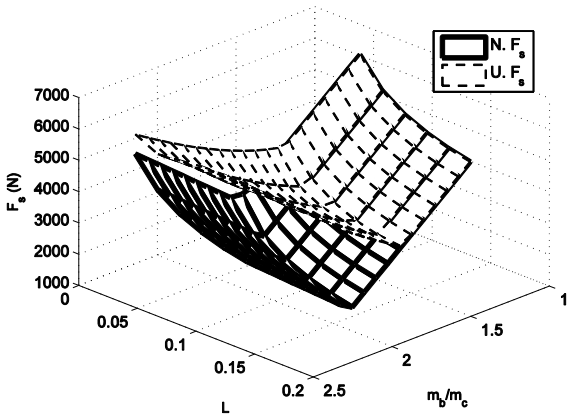


شکل۱۶) نمودار نیروهای وارده بر شاتون-زاویه لنگ، در شرایط با احتراق و بدون احتراق با سوپاپ بسته و باز در مکانیزمهای مرسوم و پیشنهادی و به ازای $\omega = \dot{\theta} = 3500\,\mathrm{rpm}$ *و* $l = 1.05R$

مساله کوچک بودن ماکسیمم نیروها (حدود نصف) در ترکیب پیشنهادی نسبت به نوع مرسوم در سرعتهای متداول نقش مهمی را در سبک تر شدن مکانیزم پیشنهادی و کمک به افزایش بیشتر محدوده بحرانی سرعت زاویه‌ای لنگ آن بازی می‌کند.

با توجه به مقایسه شکلهای (۱۴) و (۱۶) که فقط در L/R با یکدیگر تفاوت دارند، می‌توان مشاهده کرد که در نسبت های کوچک طول شاتون به لنگ، مقادیر بارهای دینامیکی وارده به صورتی مضاعف رشد می‌نماید. از آنجایی که‌این مساله از یک سو باعث رشد راندمان حرارتی اندیکه شده و از سوی دیگر باعث رشد فزاینده وزن مکانیزم می‌شود، نیاز است که با توجه به کاربرد مکانیزم مربوطه در موتورهای متحرک (موتور خودروها و ...) و ثابت (مولد برق و محرک پمپ و ...) و همچنین سرعت زاویه‌ای لنگ موتورهای مربوطه، محدوده بهینه‌ای برای L/R بدست آورد. با استفاده از معادله‌های (۳۰) و (۳۲) ماکسیمم مقدار نیروهای لرزشی در ترکیبهای متداول و پیشنهادی، بصورت شکل (۱۷) ترسیم شده است. با کمک‌این شکل، در یک L/R مشخص، مکانیزم پیشنهادی، به ازای درصد بیشتری جرم بالانس، ماکسیمم نیروی لرزشی کوچکتری را نمایش می‌دهد.

برای بررسی شرایط کمانش شاتون و طراحی مقطع آن در مکانیزم مرسوم و پیشنهادی، از آنجایی که بار بحرانی کمانش وارده بر شاتون، با مجذور طول شاتون نسبت عکس دارد، با فرض‌اینکه در مکانیزم پیشنهادی، طول شاتون $l = 1.15R$ انتخاب گردد و در مکانیزم مرسوم‌این نسبت $l = 3.4R$ باشد، با کمک رابطه کمانش $P_{cr} = \pi^2 EI/L_e^2$ و شکل (۱۴) ، می‌توان نتیجه گرفت که در شرایط مشابه بار بحرانی برای دو مکانیزم و برای تحمل سرعت زاویه‌ای لنگ $\omega = \dot{\theta} = 3500\,\mathrm{rpm}$ می‌توان ممان دوم سطح مقطع شاتونهای مکانیزم پیشنهادی را حداقل تا $1/18$مکانیزم مرسوم کاهش داد. البته برای دستیابی به سرعتهای زاویه‌ای بالاتر و در نتیجه افزایش بار وارده بر شاتونها،این نسبت افزایش خواهد یافت. با توجه به تحلیل فوق در مکانیزم پیشنهادی، مساله کمانش چندان مساله مهمی نمی‌تواند باشد.



شکل۱۷) رویه های ماکسیمم نیروهای لرزشی وارده بر تکیه گاه به ازای مقادیر مختلف m_b/m_c *و* L/R *در* $\omega = \dot{\theta} = 4000\,\mathrm{rpm}$ *در مکانیزم های مرسوم و پیشنهادی*

۷-نتیجه گیری

در مقاله اخیر گونه‌ای مکانیزم لنگ و لغزنده برای موتورهای احتراق جرقه‌ای ارائه گردیده و با نوع متداول مقایسه شده است. در جهت انجام مقایسه مربوطه اهمیت نسبت L/R و تاثیر بسزای آن در فرآیندهای ترمودینامیکی بررسی شده و همچنین بر لزوم برطرف کردن اثر فشار جانبی پیستون تاکید گردید، که به عنوان یکی از عوامل اصلی عدم دستیابی مکانیزمهای مرسوم به راندمانهای اصطکاکی بالاتر و همچنین فرسایش و استهلاک زودرس موتورهای SI می‌باشد. مقایسه های انجام گرفته نشان میدهد که کاربرد مکانیزم پیشنهادی می‌تواند بهبود دهنده فرایند های احتراقی و در نتیجه سوخت مصرفی، نیروهای لرزشی و عکس العملهای داخلی باشد. در مکانیزم پیشنهادی، عملا دیگر سرعت زاویه‌ای لنگ (بدون احتساب اصطکاک پمپی)، محدودیتی برای راندمان اصطکاکی نبوده و فقط می‌تواند بواسطه نیروی پدید آمده در اعضا محدود شود. با برطرف شدن اثرات اصطکاکی فشار جانبی و امکان کوچکتر کردن L/R در مکانیزم پیشنهادی، افزایش چشمگیر راندمان اصطکاکی، بهبود عملکرد ترمودینامیکی و

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

امکان بالاتر بردن نسبت تراکم و در نتیجه کاهش هرچه بیشتر مصرف سوخت و انرژی دراین ترکیب حاصل خواهد شد. افزون بر این در مکانیزم پیشنهادی، در ریسک نزدیک شدن به شرایط ضربه‌ای مشابه با ترکیب مرسوم، می‌توان بهبود عملکرد موتور در زمینه آلودگیهای صوتی و شیمیایی و ارتقاء عمر مفید آن و همچنین افزایش چشمگیر گشتاور و توان خروجی را انتظار داشت.

همچنین کلیه نتایج فوق بر مبنای فرضیات و ساده سازیهای ذیل بدست آمده است:

نتایج حاصل، برای یک موتور چهار زمانه برنامه ریزی شده است و در آن بجز اصطکاک لزجی پیستون؛ هیچ اصطکاک دیگری وارد نگردیده. علاوه براین، فرض براین بوده که اصطکاک لزج در دو سیکل کامل دوران لنگ و در سراسر بازه حرکت پیستون وجود داشته و احتراق فقط در یک سیکل رفت و برگشت پیستون به مانند موتورهای چهار زمانه رخ داده باشد. همچنین در هر دو مکانیزم برخی پارامترها مانند بازه احتراق؛ سرعت زاویه‌ای لنگ؛ لقی بدنه پیستون و بدنه رینگها با جداره سیلندر و دمای بدنه سیلندر، ثابت فرض شده‌اند و جرم اعضاء رفت و برگشتی در دو مکانیزم مساوی لحاظ شده‌اند.

در مجموع مزایای عمده مکانیزم پیشنهادی در طرح حاضر را می‌توان

۱- حذف محدودیت کاهش L/R به واسطه اصطکاک بدنه پیستون

۲- امکان افزایش راندمان حرارتی اندیکه به سبب کاهش L/R و در نتیجه کاهش مصرف انرژی

۳- امکان افزایش بیشتر نسبت تراکم و در نتیجه افزایش راندمان حرارتی (بیش از یک واحد در مثال مقاله، به سبب کاهش دمای ماکسیمم گازها، در شرایط احتراقی مشابه و همچنین افزایش سرعت خطی پیستون در بازه احتراق) و در نتیجه کاهش بیشتر مصرف سوخت و افزایش توان خروجی

۴- حذف فشار جانبی پیستون و در نتیجه افزایش چشمگیر راندمان اصطکاکی و باز هم بهبود مصرف انرژی و گشتاور خروجی موتور در سرعت های زاویه‌ای بالا و همچنین، افزایش عمر موتور به سبب کاهش فرسودگیهای حاصل از بار جانبی در پیستون و رینگهای فشاری

۵- کاهش ابعاد موتور به سبب کاهش وافر طول شاتون (تا ۳۰ درصد از ارتفاع موتور)

۶- کاهش سروصدای موتور در سرعت های زاویه‌ای بالا به دلیل عدم برخورد پیستون با جداره سیلندر و عدم انحراف آن در درون سیلندر در خلال دوران لنگ.

۷- پیشبینی بهبود عملکرد موتورهای دوزمانه به علت کاهش بیشتر سرعت خطی پیستون در BDC در طرح حاضر (با توجه به شکل (۴-الف)).

۸-کاهش آلودگی تولید شده توسط موتور، به سبب کاهش دمای گازهای خروجی در شرایط احتراقی مشابه (شکل (۴-ب)).

۹- حساسیت کمتر موتور نسبت به لزجت روغن به کار رفته (بخاطر حذف فشار جانبی پیستون) و لذا کاهش تاثیر دمای محیط بر تغییرات عملکرد اصطکاکی موتور.

از جمله مشکلات قابل پیشبینی در روند ساخت و تولید مکانیزم پیشنهاد شده را می‌توان در

۱-فزونی قطعات

۲- پیچیدگی نسبی مکانیزم (مبل استفاده از ترکیب چرخدنده بجای لنگ)

۳- دشواری سرهم کردن قطعات در ترکیبهای تک سیلندر و چند سیلندر دانست.

فهرست علائم و اختصارات

$a_p =$	شتاب پیستون (m/s^2)
$A =$	ضریب معادله ضخامت لایه روغن (m)
$A_h =$	سطح انتقال حرارت درونی سیلندر (m^2)
$B =$	ضریب معادله ضخامت لایه روغن (m)
$BSFC =$	مصرف ویژه سوخت ترمزی
$C =$	لقی بدنه پیستون با جداره سیلندر (m)
$C_1 =$	ثابت سرعت احتراق (m/s)
$C_2 =$	ثابت سرعت احتراق ($m/K.s$)
$C_p =$	ظرفیت گرمایی در فشار ثابت (kJ/kg)
$C_v =$	ظرفیت گرمایی در حجم ثابت (kJ/kg)
$D =$	قطر سیلندر (m)
$E =$	مدول الاستیسیته (Pa)
$f_{am} =$	نیروی حاصل از جرم بالانس اضافه شده به لنگ (N)
$f_b =$	نیروی لرزشی بعد از بالانس (N)
$f_c =$	نیروی وارده از سوی شاتون (N)
$f_{newb} =$	نیروی لرزشی بعد از بالانس در مکانیزم پیشنهادی (N)
$f_p =$	نیروی لرزشی وارده از سوی پیستون (N)
$f_{ub} =$	نیروی لرزشی بدون انجام بالانس (N)
$F =$	نیروی ناشی از فشار گازهای درون سیلندر (N)
$F' =$	نیروی وارده بر شاتون با فرض دو نیرویی (N)
$F_f =$	نیروی حاصل از اصطکاک بدنه (N)
$h_{cg} =$	ضریب جابجایی گازهای درون سیلندر (W/m^2K)
$H =$	توان ترمزی
$I =$	ممان اینرسی مقطع شاتون (m^4)
$k =$	نسبت ضریب گرمایی (بی بعد)
$L_e =$	طول موثر شاتون (m)
$L_{ring} =$	ضخامت رینگ فشاری (m)
$L_{skirt} =$	طول بدنه پیستون (m)
$LHV =$	کمترین ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)
$l =$	طول شاتون (m)
$m =$	جرم محتویات درون سیلندر (kg)
$m_a =$	جرم اضافه شده به لنگ برای بالانس (kg)
$m_c =$	جرم معادل لنگ (kg)
$m_f =$	جرم سوخت (kg)
$m_p =$	جرم معادل پیستون (kg)

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

M_{Newb} =	گشتاور لرزشی در مکانیزم پیشنهادی پس از بالانس ($N.m$)
P =	فشار درون سیلندر (kPa)
P_r =	فشار مرجع (kPa)
P_m =	فشار گازهای درون سیلندر بدون احتراق و در حالت سوپاپ بسته (kPa)
Q =	انرژی حرارتی (kJ)
Q_{in} =	انرژی حرارتی ورودی (kJ)
Q_{loss} =	انرژی حرارتی تلف شده (kJ)
R =	شعاع لنگ (m)
R_g =	ثابت گازها ($kJ/kg.K$)
T_{ave} =	گشتاور متوسط ترمزی (N.m)
T_g =	دمای گازهای درون سیلندر (K)
T_r =	دمای مرجع (K)
T_w =	دمای بدنه سیلندر (K)
U =	انرژی درونی (kJ)
U_p =	سرعت خطی پیستون (m/s)
V =	حجم سیلندر (m^3)
V_c =	حجم محفظه احتراق (m^3)
V_d =	حجم جابجایی (m^3)
x =	فاصله پیستون از TDC (m)
x_A =	فاصله پیستون از شافت لنگ (m)
x_b =	نرخ احتراق سوخت (بی بعد)
W_i =	کار اندیکه (kJ)
W_{irrev} =	کار بازگشت ناپذیر (kJ)
α =	زاویه شاتون با افق (deg)
w =	سرعت متوسط احتراق گازهای درون سیلندر(m/s)
ω =	سرعت زاویه ای لنگ (rpm)
ε =	ضخامت لایه روغن (m)
θ =	زاویه لنگ با راستای حرکت پیستون (deg)
θ_s =	زاویه لنگ در هنگام جرقه شمع (deg)
θ_d =	بازه احتراق (deg)
ζ =	ثابت مکانیزم (بی بعد)
μ =	لزجت روغن ($mPa.s$)
η =	راندمان اصطکاکی (بی بعد)
η_i =	راندمان اندیکه (بی بعد)

تقدیر و تشکر

با سپاس فراوان از راهنماییها و کمکهای ارزنده مهندس پیراسته و با تشکر فراوان از زحمات دکتر حیدری شیرازی، دکتر عصاری، مهندس حداد سلیمانی، مهندس قمشی بزرگ و مهندس شاهرکنی.

۶- مراجع

[1]- Thiele, M., Warnatz, J., Driezler, A., Lindenmaier, S., Schiebl, R., Mass, U., Grant, A., and Ewart, P., 'Spark ignition Hydrogen/Air Mixture: Two Dimensional Detailed Modeling and Laser Based Diagnostics', Combustion and Flame, Vol. 128, pp. 74-87, 2002.

[2]- Drake, M.C., Fansler, T.D., and Lippert, M., ' Stratified-Charge combustion: modeling and imagine of a spray-guided direct-injection spark-ignition engine', Proceeding of the Combustion Institute, Vol. 30, pp. 2683-2691, 2005.

[3]- Heywood, J.B., and Sher, E., ' The two-stroke cycle engine; It's development, operation, and design', Taylor & Francis, 1999.

[4]- Mohammadi, A., Shioji, M., Nakai, Y., Ishikura, W., and Tabo, E., ' Performance and combustion characteristics of a direct injection SI hydrogen engine', International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 32, pp. 296-304, 2007.

[5]- Krzyzak, Z., and Pawlus, P.,' 'Zero-Wear' of piston skirt surface topography', Wear, Vol. 260, pp. 554-561, 2006.

[6]- Szymczyk, W., ' Numerical simulation of composit surface coating as a functionally graded material', Material science & Engineering A, Vol. 412, pp. 61-65, 2005.

[7]- Bradley, D., Kalghatgi, G.T., Glombok, M., and Yeo, J. ' Heat release rates due to autoignition, and their relationship to knock intensity in spark ignition engines', Symposium (International) on Combustion, Vol. 26, Issue 2, pp. 2653-2660, 1996.

[8]- Arakeline, V.H., ' Shaking moment cancellation of self balance slider-crank mechanical systems by means of optimum mass redistribution', Mechanics Research Communications, Vol. 33, pp. 846-850, 2006.

[9]- Erkaya, S., Su, Ş., and Uzmay, İ., 'Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with eccentric connector and planetary gears', Mechanism and machine theory, Vol. 42, pp. 393-408, 2007.

[10]- Kochev, I.S., ' General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: a critical review', Mechanism and Machine Theory, Vol. 35, pp. 1501-1514, 2000.

[11]- Kutlar, O.A., Arslan, H., and Calik, A.T., ' Skip cycle system for spark ignition engines: An experimental investigation of a new type working strategy', Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 370-379, 2007.

[12]- Smith, J.E., Smith, J.C., McKisic, A.D., ' A comparison study of the stiller-smith slider-crank mechanisms for eight- cylinder internal combustion engine use', Journal of engineering for gas turbines and power, Vol. 113, pp. 350-358, 1991.

[13]- Badaoui, M.El., Danière, J., Guillet, F., and Servière, C., ' Separation of combustion noise and piston-slab in diesel engine-Part I: Separation of combustion noise and piston-slab in diesel engine by cyclic Wiener filtering', Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, pp. 1209-1217, 2005.

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]

engine', Tribology International, Vol. 39, pp. 1643-1652, 2006.
[28]- Miller, C.D., Olsen, H.L., Logan, W.O., and Osterstrom, G.E., 'Analysis of spark-ignition engine knock as seen in photographs taken at 200,000 frames per second', NACA Report No. 857, 1946.
[29]- Taylor, E.S., Leary, W.A., and Diver, J., ' Effect of fuel-air ratio, inlet temperature, and exhaust pressure on detonation', NACA Report No. 699, 1939.
[30]- Abu-qudais, M., ' Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine', Energy Conversion and Management, Vol. 37, Issue 9, pp. 1383-1392, 1996.
[31]- Arakeline, V.H., and Smith, M.R.,' Complete shaking force and shaking moment balancing of linkages', Mechanism and Machine Theory, Vol. 34, pp. 1141-1153, 1999.
[32]- Merola, S.S., and Vaglieco, B.M., ' Knock investigation by flame and radical species detection in spark ignition engine for different fuels', Energy Conversion and Management, Vol. 48, Issue 11, pp. 2897-2910, 2007.
[33]- Noda, T., Hasegawa, K., and Kubo, M., 'Development of transient knock prediction technique by using a zero-dimensional knocking simulation with chemical kinetics', Society of Automotive Engineers Inc., No. 2004-01-0618, pp. 51-61,2004.
[34]- Taylor, C.F., 'The internal Combustion engine in theory and practice', The MIT Press, Vol I, 1972.
[35]- Taylor, C.F., 'The internal Combustion engine in theory and practice', The MIT Press, Vol II, 1973.
[36]- Ferguson, C.R., and Kirkpatrick, A.T., 'Internal Combustion Engines Applied Thermosciences' , John Wiley & Sons, Inc., 2001.
[37]-Norton, R.L., 'Design of machinery, an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines', Mc Graw-Hill Higher education; 3rd Edition, 2003.
[38]- Burden, R.L., Faires, J.D., ' Numerical analysis', (Fourth Edition), PWS-Kents Publishing Comp., 1989.
[14]- Gerges, S.N., De Luca, J.C., and Lalor, N., ' The influence of cylinder lubrication on piston slap', Journal of sound and vibration, Vol. 257, Part 3, pp. 527-557, 2002.
[15]- Liu, X., and Randall, R.B., 'Blind source separation of internal combustion engine piston slap from other measured vibration signals', Mechanical Systems and signal processing, Vol. 19, pp. 1196-1208, 2005.
[16]- Prata, A.T., Fernandes, J.R.S., and Fagotti, F., ' Dynamic analysis of piston secondary motion for small reciprocating compressors', Journal of Tribology, Vol. 122, pp. 752-760, 2000.
[17]- Servière, C., Lacoume, J.-L., Badaoui, M.El., ' Separation of combustion noise and piston-slab in diesel engine-Part II: Separation of combustion noise and piston-slab using blind source separation methods', Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, pp. 1218-1229, 2005.
[18]- Ge, Y., Chen, L., Sun, F., and Wu, Ch., ' Effect of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-standard miller cycle', International Commu. in Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1045-1056, 2005.
[19]- Abu-Nada, E., Al-Hinti, I., Al-Sarkhi, A., and Akash, B.,' Thermodynamic modeling of spark ignition engine: Effect of temperature dependent specific heats', Int. Commu. in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, pp. 1264-1272, 2006.
[20]- Esfahanian, V., Javaheri, A., and Ghaffarpour, M., ' The influence of cylinder lubrication on piston slap', Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 277-287, 2006.
[21]- Yamin, J.A., and Badran, O.O., ' Analytical study to minimise the heat losses from a propane powered 4-stroke spark ignition engine', Renewable Energy, Vol. 27, pp. 463-478, 2002.
[22]- Kutlar, O.A., Arslan, H., and Calik, A.T., ' Method to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load', Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 3202-3220, 2005.
[23]- Abu-Nada, E., Al-Hinti, I., Al-Sarkhi, A., and Akash, B.,' Effect of Piston Friction on the Performance of SI Engine: A New Thermodynamic Approach', J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 130, pp. (022802) 1-8, 2008.
[24]- Mufti, R.A., and Priest, M., ' Experimental evaluation of piston-assembly friction under motored and fired conditions in a gasoline engine', Journal of Tribology, Vol. 127, pp. 826-836, 2005.
[25]- Silva, F.S., ' Fatigue on engine piston- A comparison of case studies', Engineering Failure Analysis, Vol. 13, pp. 480-492, 2006.
[26]- Srivastava, D.K., Agarwal, A.K., and Kumar, J., ' Effect of liner surface properties on wear and friction in a non-firing engine simulator', Material & Design, Vol. 28, pp. 1632-1640, 2007.
[27]- Tamminen, J., Sandström, C.E., and Andersson, P., 'Influence of load on the tribological condition in piston ring and cylinder liner contacts in a medium-speed diesel

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.1.1.0]