

## تحلیل عددی تاثیر عوامل بازگشت‌ناپذیری بر عملکرد چرخه استاندارد هوای میلر به کمک روش ترمودینامیک زمان محدود

رحیم ابراهیمی<sup>۱</sup>، مرضیه حسین‌پور<sup>۲</sup>

دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی  
marziyehoseinpoor@yahoo.com

### چکیده

در این تحقیق روابط و حالات ترمودینامیکی یک چرخه استاندارد هوای میلر با در نظر گرفتن عوامل بازگشت‌ناپذیر خارجی و داخلی ارائه شده است. برای تحلیل عملکرد چرخه‌ی میلر، ابتدا درجه حرارت در نقاط اصلی کارکرد چرخه که عبارتند از شروع فرایند تراکم، پایان فرایند تراکم، انتهای فرایند احتراق و انتهای فرایند انبساط محاسبه می‌شود، را بدست آورده و سپس با شناخت درجه حرارت نقاط اصلی، بازده حرارتی و توان خروجی چرخه براساس تاثیر عوامل مختلف بازگشت‌ناپذیری و نسبت تراکم به کمک تحلیل‌های عددی مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که عوامل فوق تاثیر کاملاً مشهودی در محاسبه عملکرد نهایی چرخه دارند و بازده حرارتی و توان خروجی را به میزان قابل توجهی کاهش می‌دهند. همچنین با بررسی تغییرات یکی از پارامترهای اصلی چرخه میلر، نتایج با چرخه اتو مقایسه شد. نتایج بدست آمده را می‌توان به چرخه اتکینسون نیز تعمیم داده و با روش عملی‌تر در طراحی و ارزیابی عملکرد موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار داد.

واژه‌های کلیدی: چرخه میلر- انتقال حرارت- اصطکاک- بازگشت‌ناپذیری داخلی- گرمای ویژه متغیر- بازده حرارتی

### ۱- مقدمه

با توجه به اینکه موتورهای احتراق داخلی (اشتعال جرقه‌ای و تراکمی) هنوز به عنوان منبع اصلی توان در صنعت خودرو مطرح می‌باشند، تحقیقات زیادی برای بهینه‌سازی مصرف انرژی و کاهش آلودگی این موتورها پایه‌گذاری شده است. کاهش اصطکاک، بهبود فرایند احتراق و تغییر چرخه ترمودینامیکی سنتی موتورهای احتراق داخلی از روندهای پیگیری شده برای بهبود بازده حرارتی این موتورها می‌باشد [۱]. با کاهش درجه حرارت و فشار در طی فرایند احتراق و کاهش درجه حرارت گازهای خروجی نیز می‌توان آلودگی‌های ناشی از این موتورها را به میزان قابل توجهی کاهش داد [۲]. در موتورهای احتراق داخلی مرسوم، که براساس سیکل اتو کار می‌کنند، هر چه نسبت تراکم بزرگتر شود بازده حرارتی موتور افزایش می‌یابد در این شرایط با افزایش نسبت تراکم، درجه حرارت و فشار در طی فرایند احتراق نیز افزایش یافته و می‌تواند سبب ایجاد پدیده کوبش در موتور شود. همچنین در موتورهای احتراق داخلی زمانی که سوپاپ خروجی در انتهای کورس انبساط باز می‌شود فشار درون سیلندر حدود ۳ تا ۵ برابر فشار اتمسفر بوده و سبب می‌شود تا بخش قابل توجهی از قابلیت انجام کار سیال عامل در این مرحله تا رسیدن به فشار اتمسفر از دست رفته و بازده حرارتی موتور کاهش یابد. بازده حرارتی ایده‌آل (ماکزیمم) مطرح شده برای موتورها در شرایط بارگذاری کامل (*full load*) و استاندارد بدست می‌آید، اما

<sup>۱</sup> - استادیار، دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی

<sup>۲</sup> - دانشجو کارشناسی ارشد، دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی



در شرایط کارکرد واقعی و با توجه به سپری شدن بیشتر عمر خودروها در ترافیک‌های سنگین امروزی ( کارکرد موتور در شرایط بارگذاری جزئی) بازده نسبت به شرایط ایده‌آل کاهش می‌یابد. بر این اساس تحقیقات زیادی برای بهبود بازده حرارتی موتورها در شرایط بارگذاری جزئی (*part load*) پایه‌گذاری شده است [۳].

امروزه یکی از مهمترین چرخه‌های ترمودینامیکی مورد توجه محققین، چرخه استاندارد هوای میلر می‌باشد. چرخه میلر در سال ۱۹۴۰ توسط یک دانشمند آمریکایی مطرح شد. نتایج تعدادی از تحقیقات نشان داده است که این چرخه می‌تواند بازده حرارتی را افزایش داده، خروج ( $NO_x$ ) را کمتر کرده، دمای گازهای خروجی را کاهش دهد و بیشترین بازده حرارتی را در بین چرخه‌های ترمودینامیکی در شرایط بارگذاری جزئی (*part load*) داشته باشد. موتور با کارکرد چرخه میلر برای اولین بار در موتور کشتی‌ها و ماشین‌آلات کارخانه‌ای استفاده شد. در دهه ۱۹۹۰ نیز برای اولین بار در تعداد معدودی از موتورهای سواری مورد استفاده قرار گرفت. اما این چرخه هنوز نتوانسته به صورت کاملاً مطمئن و شناخته شده در صنعت و چرخه موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار بگیرد. بنابراین تحقیقات بیشتر برای شناسایی، تحلیل عملکرد و مشخص کردن پارامترهای بهینه برای کارکرد این چرخه لازم به نظر می‌رسد.

برای آنالیز چرخه موتور به طور قابل کنترل آنالیز چرخه استاندارد هوا در موتورهای احتراق داخلی مورد بحث قرار می‌گیرد. در این آنالیز هوا یک گاز ایده‌آل فرض شده و همه فرآیندها بازگشت‌پذیر در نظر گرفته می‌شوند. در این شرایط مسلماً نتایج بدست آمده از چرخه استاندارد هوا از شرایط واقعی حاکم در موتور متفاوت خواهد بود. بر این اساس می‌توان با در نظر گرفتن برخی از عواملی که در شرایط واقعی وجود داشته و سبب دور شدن از شرایط ایده‌آل و بازگشت ناپذیری چرخه موتورهای واقعی می‌شود میزان این اختلافات را کاهش داده و نتایج را به شرایط کارکرد موتور نزدیک‌تر کرد. و نتایج بدست آمده بر این اساس را می‌توان به طور کمی و کیفی در روند طراحی موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار داد.

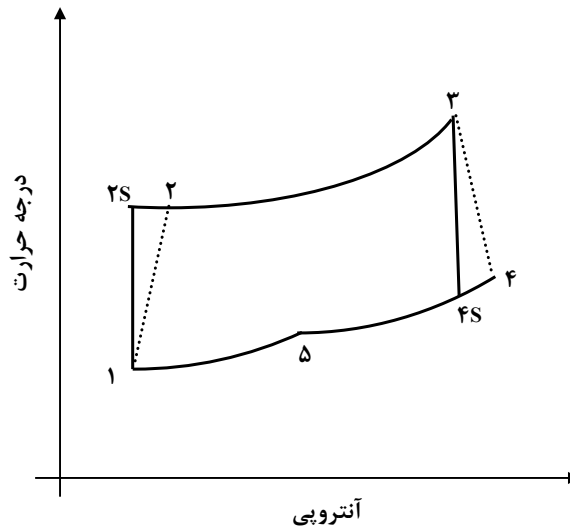
در ادامه به بررسی کارهای انجام شده بر روی چرخه‌های استاندارد موتورهای احتراق داخلی می‌پردازیم. ابراهیمی [۴] عملکرد یک چرخه بازگشت‌ناپذیر داخلی استاندارد هوای دوگانه را با فرض نسبت گرمای ویژه متغیر مورد ارزیابی قرار داد. ابونادا و همکاران [۵] یک موتور اشتعال جرقه‌ای را با استفاده از روابط ترمودینامیکی مدل سازی کردند، در این مدلسازی تغییرات گرمای ویژه نسبت به درجه حرارت به صورت یک چند جمله‌ای NASA در نظر گرفته شده است. ابونادا و همکاران [۶] یک موتور اشتعال جرقه‌ای را با در نظر گرفتن دو مدل هوای خالص و مخلوط گازها برای سیال عامل و با در نظر گرفتن تغییرات گرمای ویژه نسبت به درجه حرارت مدل سازی کردند، نتایج نشان داد که با در نظر گرفتن فرض هوای خالص توان و بازده بیشتری نسبت به مخلوط گازها بدست خواهد آمد. ابراهیمی و فتح‌اللهی [۷] کار سیال را در یک چرخه بازگشت‌ناپذیر داخلی استاندارد هوای دوگانه تحلیل کرده و تاثیر برخی از عوامل بازگشت‌ناپذیری را بر روی کار سیال مورد ارزیابی قرار دادند. آکاش و همکاران [۸] عملکرد یک چرخه میلر بازگشت‌ناپذیر را تحت مدل‌های تغییرات گرمای ویژه نسبت به درجه حرارت (ثابت، خطی، چندجمله‌ای درجه چهار) مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که اختلاف قابل توجهی بین این مدل‌ها وجود دارد. گی و همکاران [۹] یک چرخه بازگشت‌ناپذیر اتو را با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود مدلسازی و عملکرد آن را تحلیل کردند. همچنین آنها در مقاله‌ای دیگر [۱۰] عملکرد یک چرخه اتو را در شرایط بازگشت پذیری داخلی با در نظر گرفتن انتقال حرارت، اصطکاک و تغییرات گرمای ویژه نسبت به درجه حرارت مورد ارزیابی قرار دادند. هو [۱۱] اثر انتقال حرارت را بر یک چرخه استاندارد هوای دوگانه مورد ارزیابی قرار داد و نشان داد که انتقال حرارت از مخلوط گازها به دیواره سیلندر در طول فرآیند احتراق بیشترین مقدار را داشته و تاثیر قابل توجهی بر عملکرد چرخه دارد. لین و هو [۱۲] عملکرد یک چرخه استاندارد هوای میلر را با در نظر گرفتن اتلاف حرارت به عنوان درصدی از انرژی سوخت و گرمای ویژه متغیر تحلیل کردند و تاثیرات تغییرات گرمای ویژه، درجه حرارت ماکزیمم و درجه حرارت اولیه را بر عملکرد چرخه بررسی کردند. نتایج نشان داد که هر چه درجه حرارت ماکزیمم بیشتر و درجه حرارت اولیه کمتر باشد چرخه عملکرد بهتری دارد. زاهو و چن [۱۳] عملکرد یک چرخه بازگشت‌ناپذیر میلر را با فرض گرمای ویژه ثابت تحلیل کردند و معیارهای بهینه عملکرد چرخه را بدست آوردند.



با بررسی کارهای انجام شده واضح است که تاثیر عوامل بازگشت ناپذیری بر عملکرد چرخه میلر مورد بررسی قرار نگرفته است. هدف این مقاله بررسی تاثیر این عوامل بر بازده حرارتی و توان خروجی چرخه میلر بر حسب تغییرات نسبت تراکم می باشد.

## ۲ - شبیه سازی ترمودینامیکی یک چرخه بازگشت ناپذیر میلر

شکل (۱) فرآیندهای ترمودینامیکی یک چرخه استاندارد هوای میلر را در یک نمودار  $T-S$  (آنتروپی بر حسب درجه حرارت) نشان می دهد.



شکل ۱ - تغییرات آنتروپی بر حسب درجه حرارت

در این نمودار فرآیندهای  $1 \rightarrow 2$ ،  $2 \rightarrow 3$ ،  $3 \rightarrow 4$ ،  $4 \rightarrow 5$  و  $5 \rightarrow 1$  به ترتیب نشان دهنده تراکم آدیاباتیکی، اضافه شدن گرما (احتراق) در فرآیند هم حجم، انبساط آدیاباتیکی، آزاد شدن گرما در فرآیند هم حجم و آزاد شدن گرما در فرآیند هم فشار در حالت بازگشت ناپذیر می باشد. در حالی که فرآیندهای  $2s \rightarrow 1$ ،  $4s \rightarrow 3$  نشان دهنده فرآیندهای آدیاباتیکی در حالت بازگشت پذیر داخلی می باشند. به طور کلی چرخه  $1-2-3-4-5-1$  یک چرخه بازگشت ناپذیر و چرخه  $1-2s-3-4s-5-1$  یک چرخه بازگشت پذیر داخلی می باشد.

در بیشتر تحلیل های ترمودینامیکی، سیال عامل چرخه به عنوان یک گاز ایده آل فرض شده و گرمای ویژه ثابتی برای آن در نظر گرفته می شود. اما با توجه به روند تغییرات گرمای ویژه نسبت به درجه حرارت این فرض برای درجه حرارت های بالا معتبر نمی باشد. بنابراین با توجه به بالا بودن درجه حرارت در موتورهای احتراق داخلی و طبق مرجع [۵] برای محدوده درجه حرارت  $200$  تا  $3500$  کلوین تغییرات گرمای ویژه هوا در فشار ثابت نسبت به درجه حرارت را می توان به صورت چند جمله ای زیر در نظر گرفت.

$$C_p = 2.506 \times 10^{-11} T^2 + 1.454 \times 10^{-7} T^{1.5} - 4.246 \times 10^{-7} T + 3.16 \times 10^{-5} T^{0.5} + \quad (1)$$

$$1.3303 - 1.512 \times 10^{-4} T^{-1.5} + 3.063 \times 10^5 T^{-2} - 2.212 \times 10^7 T^{-3}$$

در رابطه (۱)،  $T$  معرف درجه حرارت می باشد. با توجه به مقدار ثابت گازها  $R_g = 0.287 \text{ kJ/kg.K}$  گرمای ویژه در حجم ثابت نیز برابر است با.

$$C_v = C_p - R_g \quad (2)$$



گرمای اضافه شده به سیال در طول فرآیند ۳ → ۲ (معادل با فرآیند احتراق) را می‌توان با انتگرال‌گیری از رابطه گرمای ویژه در محدوده فرآیند به صورت زیر محاسبه کرد. در روابط (۳) و (۴)،  $M$  سرعت جریان سیال عامل بر حسب  $(kg/s)$  می‌باشد.

$$Q_{in} = M \int_{T_2}^{T_3} C_v dT = M \left[ 2.506 \times 10^{-11} \frac{T^3}{3} + 1.454 \times 10^{-7} \frac{T^{2.5}}{2.5} - 4.246 \times 10^{-7} \frac{T^2}{2} + 3.162 \times 10^{-5} \frac{T^{1.5}}{1.5} + 1.0433T - 1.512 \times 10^4 \frac{T^{-0.5}}{-0.5} + 3.063 \times 10^5 \frac{T^{-1}}{-1} - 2.212 \times 10^7 \frac{T^{-2}}{-2} \right]_{T_2}^{T_3} \quad (3)$$

گرمای آزاد شده از سیال در طول فرآیند ۱ → ۴ نیز برابر است با:

$$Q_{out} = M \left[ \int_{T_4}^{T_5} C_v dT + \int_{T_5}^{T_1} C_p dT \right] = M \left[ 2.506 \times 10^{-11} \frac{T^3}{3} + 1.454 \times 10^{-7} \frac{T^{2.5}}{2.5} + 1.0433T - 4.246 \times 10^{-7} \frac{T^2}{2} + 3.162 \times 10^{-5} \frac{T^{1.5}}{1.5} - 1.512 \times 10^4 \frac{T^{-0.5}}{-0.5} + 3.063 \times 10^5 \frac{T^{-1}}{-1} - 2.212 \times 10^7 \frac{T^{-2}}{-2} \right]_{T_4}^{T_5} + M \left[ 2.506 \times 10^{-11} \frac{T^3}{3} + 1.454 \times 10^{-7} \frac{T^{2.5}}{2.5} - 4.246 \times 10^{-7} \frac{T^2}{2} + 3.162 \times 10^{-5} \frac{T^{1.5}}{1.5} - 1.3303T - 1.512 \times 10^4 \frac{T^{-0.5}}{-0.5} + 3.063 \times 10^5 \frac{T^{-1}}{-1} - 2.212 \times 10^7 \frac{T^{-2}}{-2} \right]_{T_5}^{T_1} \quad (4)$$

برای دو فرآیند ۴ → ۳ و ۲ → ۱ که نشان دهنده فرآیندهای انبساط و تراکم در شرایط آدیباتیک می‌باشند بازده‌های انبساط و تراکم که می‌تواند ناشی از بازگشت ناپذیرهای داخلی باشد (بازگشت ناپذیری‌هایی که به سبب تغییرات سیال عامل و سیستم در طول چرخه بدون هیچ انتقال جرم یا انرژی اتفاق می‌افتد) به صورت زیر تعریف می‌شوند [۹].

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (5)$$

$$\eta_e = \frac{T_4 - T_1}{T_{4s} - T_3} \quad (6)$$

با توجه به تغییرات  $C_p$  و  $C_v$ ، نسبت آدیباتیک  $\gamma = C_p/C_v$  نیز نسبت به درجه حرارت تغییر خواهد کرد و روابط استفاده شده برای فرآیندهای آدیباتیک با  $\gamma$  ثابت نمی‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد [۱۴، ۱۵]. با توجه به اینکه تغییرات آنتروپی در طی چرخه‌ها و فرآیندهای آدیباتیک در حالت بازگشت پذیر داخلی و بازگشت پذیر صفر می‌باشد می‌توان از روابط تغییرات آنتروپی برای فرآیندهای با  $\gamma$  متغیر جهت مشخص کردن تغییرات درجه حرارت، حجم و فشار استفاده نمود.

$$\Delta S = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dV}{V} \quad (7)$$

$$S_j - S_i = \int_i^j C_v \frac{dT}{T} + R \ln(V)_i^j \quad (8)$$

چون در حالت بازگشت ناپذیر داخلی مطرح شده تغییرات آنتروپی  $S_2 \rightarrow S_3$ ،  $S_4 \rightarrow S_1$  بر این اساس برای فرآیندهای آدیباتیک برابر با صفر بوده و رابطه (۸) برای این دو فرآیند به صورت زیر برقرار خواهد بود.

$$\left[ 2.506 \times 10^{-11} \frac{T^2}{2} + 1.454 \times 10^{-7} \frac{T^{1.5}}{1.5} - 4.246 \times 10^{-7} T + 3.162 \times 10^{-5} \frac{T^{0.5}}{0.5} - 1.512 \times 10^4 \frac{T^{-1.5}}{-1.5} + 1.0433 \ln(T) + 3.063 \times 10^5 \frac{T^{-2}}{-2} - 2.212 \times 10^7 \frac{T^{-3}}{-3} \right]_{T_1}^{T_{2s}} - R \ln(r_c) = 0 \quad (9)$$

$$\left[ 2.506 \times 10^{-11} \frac{T^2}{2} + 1.454 \times 10^{-7} \frac{T^{1.5}}{1.5} - 4.246 \times 10^{-7} T + 3.162 \times 10^{-0.5} \frac{T^{0.5}}{0.5} - 1.512 \times 10^4 \frac{T^{-1.5}}{-1.5} + 1.0433 \ln(T) + 3.063 \times 10^5 \frac{T^{-2}}{-2} - 2.212 \times 10^7 \frac{T^{-3}}{-3} \right]_{T_3}^{T_{4s}} + R \ln(r_e) = 0 \quad (10)$$

در این روابط  $r_c$  نسبت تراکم،  $r_e$  نسبت انبساط و  $r$  برابر نسبت این دو مقدار می‌باشد و به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (11)$$

$$r_e = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_5}{V_2} \quad (12)$$

و

$$r = \frac{V_5}{V_1} = \frac{T_5}{T_1} = \frac{r_e}{r_c} \quad (13)$$

برای محاسبه پارامترهای مهم عملکرد چرخه، ابتدا باید درجه حرارت در نقاط اصلی چرخه را محاسبه نمود. بر این اساس با مشخص بودن مولفه‌های  $r_c$ ،  $T_1$  و  $\eta_c$  می‌توان درجه حرارت  $T_{2s}$  را از رابطه (۵) و  $T_2$  را از رابطه (۹) محاسبه نمود. سپس با در نظر گرفتن مقادیر  $T_3$  و  $\eta_e$  و جایگذاری  $r_e = r \cdot r_c$  در رابطه (۱۰) درجه حرارت  $T_{4s}$  را محاسبه کرد و  $T_4$  را نیز از رابطه (۶) بدست آورد. در نهایت با توجه به نسبت  $r$  درجه حرارت  $T_5$  از رابطه (۱۳) بدست خواهد آمد.

در یک چرخه واقعی انتقال حرارت بین سیال عامل و دیواره سیلندر به عنوان یکی از عوامل بازگشت ناپذیری خارجی غیر قابل چشم پوشی است. طبق مراجع [۱۲، ۱۶] اتلاف حرارت دیواره سیلندر متناسب با متوسط دمای سیال و دمای دیواره سیلندر بوده و با فرض دمای ثابت برای دیواره سیلندر مقدار این اتلاف حرارت به صورت زیر محاسبه خواهد شد.

$$Q_{leak} = MB(T_2 + T_3 - 2T_0) \quad (14)$$

$B$  ضریب انتقال حرارت و  $T_0$  دمای دیواره سیلندر است.

با توجه به رابطه خطی بین سرعت، ضریب اصطکاک ظاهری و نیروی اصطکاک می‌توان بازگشت ناپذیری ناشی از اصطکاک پیستون و یا افت توان ناشی از اصطکاک را می‌توان با استفاده از روابط زیر محاسبه نمود

$$P_\mu = \frac{dF_\mu}{dt} = \mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = \mu v^2 \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)  $F_\mu$  نیروی اصطکاک،  $\mu$  ضریب اصطکاک ظاهری،  $v$  سرعت پیستون،  $x$  جابجایی پیستون و  $P_\mu$  افت توان اصطکاکی می‌باشد. سرعت اسمی پیستون با توجه به  $N$  تعداد سیکل در ثانیه و  $L$  مسافت پیموده شده ( $x_1$  موقعیت در حداقل حجمی،  $x_2$  موقعیت در حداکثر حجمی) در هر سیکل برابر است با:

$$4L = 4(x_1 - x_2) \quad (17)$$

$$v = 4LN \quad (18)$$

در نهایت توان خروجی و بازده حرارتی در یک چرخه بازگشت ناپذیر به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$P = Q_{in} - Q_{out} - P_\mu \quad (19)$$

$$\eta = \frac{P}{Q_{in} + Q_{leak}} = \frac{Q_{in} - Q_{out} - P_\mu}{Q_{in} + Q_{leak}} \quad (20)$$

### ۳ - تحلیل عددی تاثیر عوامل بازگشت ناپذیری بر عملکرد چرخه میلر

با توجه به داده‌های ارائه شده در مراجع [۹ و ۱۲] مقادیر  $T_1 = 350 K$ ،  $T_3 = 2200 K$ ،  $L = 7 \times 10^{-2} m$ ،  $N = 30$ ، برای بررسی تغییرات توان خروجی و بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم و تحت تاثیر عوامل بازگشت ناپذیری در نظر گرفته شد.

$$C_p, C_v = \text{constant} \quad \eta_e = \eta_c = 1 \quad B = 0 \quad \mu = 0 \quad (1)$$

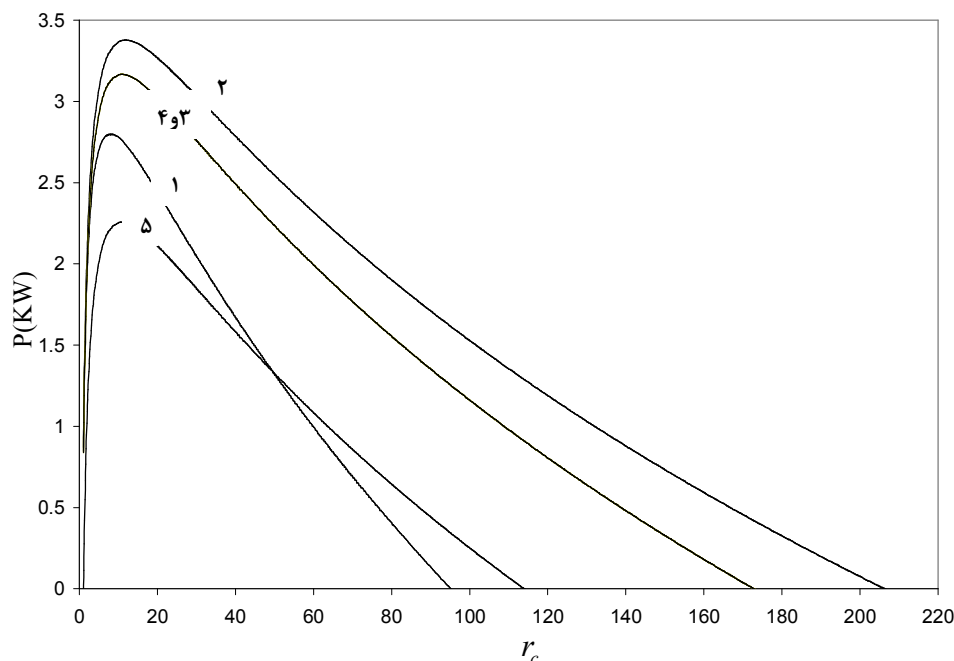
$$C_p, C_v = \text{variable} \quad \eta_e = \eta_c = 1 \quad B = 0 \quad \mu = 0 \quad (2)$$

$$C_p, C_v = \text{variable} \quad \eta_e = \eta_c = 0.97 \quad B = 0 \quad \mu = 0 \quad (3)$$

$$C_p, C_v = \text{variable} \quad \eta_e = \eta_c = 0.97 \quad B = 0.2 \text{ kJ/kg} \quad \mu = 0 \quad (4)$$

$$C_p, C_v = \text{variable} \quad \eta_e = \eta_c = 0.97 \quad B = 0.2 \text{ kJ/kg} \quad \mu = 12.9 \text{ Ns/m} \quad (5)$$

نمودار (۱) تغییرات توان خروجی را بر حسب نسبت تراکم نشان می‌دهد. منحنی ۱ و ۲ این تغییرات را به ترتیب با فرض گرمای ویژه ثابت و متغیر بدون در نظر گرفتن عوامل بازگشت ناپذیری بررسی می‌کند. با توجه به این منحنی‌ها با فرض گرمای ویژه ثابت توان کمتری بدست خواهد آمد. منحنی‌های ۳ و ۴ و ۵ به ترتیب این تغییرات را با اضافه کردن فرض‌های بازگشت ناپذیری داخلی (بازده‌های انبساط و تراکم)، انتقال حرارت و اصطکاک بررسی می‌کند. نتایج نشان می‌دهد که با اضافه کردن هر یک از این فرض‌ها توان خروجی به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد، انتقال حرارت تاثیر بر توان خروجی نداشته و اصطکاک به بیشترین میزان توان خروجی را کاهش می‌دهد. همچنین توان خروجی تا نسبت تراکم مشخصی افزایش و سپس کاهش می‌یابد. نسبت تراکمی که در آن توان ماکزیمم بوجود می‌آید نیز با در نظر گرفتن فرض‌های بازگشت ناپذیری کاهش می‌یابد. مقایسه بین دو حالت ۲ و ۵ (با در نظر گرفتن عوامل بازگشت ناپذیری و بدون در نظر گرفتن این عوامل) نشان می‌دهد که توان خروجی به طور متوسط به میزان ۲۹٪ کاهش یافته و میزان این تغییرات در نسبت تراکم‌های بالاتر نیز بیشتر می‌باشد همچنین توان خروجی ماکزیمم در حالت ۲ در نسبت تراکم  $11/8$  و به میزان  $3/377 \text{ kW}$  و در حالت ۵ در نسبت تراکم  $10/9$  و به میزان  $2/257 \text{ kW}$  وجود خواهد آمد.

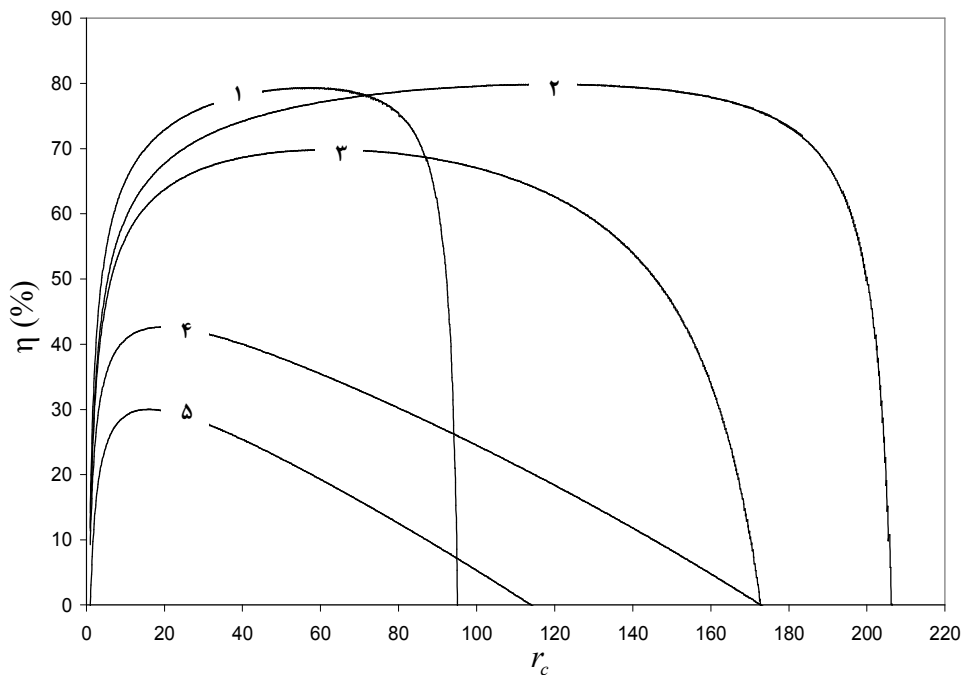


نمودار ۱ - تغییرات توان خروجی بر حسب نسبت تراکم



نمودار (۲) تغییرات بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم را بررسی می‌کند. در این حالت مقایسه بین دو منحنی ۱ و ۲ نشان می‌دهد که تا نسبت تراکم ۷۱ در حالت اول بازده بیشتری از چرخه بدست خواهد آمد ولی در نسبت تراکم‌های بزرگتر شروع به کاهش یافتن نموده و در حالت متغیر بازده بیشتری بدست خواهد آمد. در این حالت نیز مقایسه بین حالت‌های ۳ و ۴ و ۵ نشان می‌دهد که در نظر گرفتن بازگشت ناپذیری‌های داخلی، انتقال حرارت و اصطکاک به میزان قابل توجهی بازده حرارتی را کاهش می‌دهد. همچنین بازده حرارتی تا نسبت تراکم مشخصی افزایش و سپس کاهش می‌یابد و نسبت تراکمی که در آن بازده ماکزیمم ایجاد می‌شود کاهش می‌یابد. مقایسه بین دو حالت ۲ و ۵ نیز نشان می‌دهد که بازده حرارتی به طور متوسط به میزان ۷۵/۵٪ کاهش یافته است به طوری که میزان این تغییرات در نسبت تراکم‌های بالا بیشتر بوده و همچنین بازده حرارتی ماکزیمم در حالت‌های ۲ و ۵ به ترتیب در نسبت تراکم‌های ۱۱۷/۴ و ۱۶ ایجاد شده و برابر با مقادیر ۷۹/۸۸٪ و ۳۰/۱۴٪ می‌باشد.

نمودار (۳) تغییرات توان خروجی بر حسب بازده حرارتی را نشان می‌دهد. در این حالت با مقایسه بین دو حالت ۱ و ۲ واضح است که در حالت اول توان در نقطه ماکزیمم بازده و بازده در نقطه ماکزیمم توان (حالت بهینه) مقدار کمتری دارد. مقایسه بین حالات ۳ و ۴ و ۵ نیز نشان می‌دهد که عملکرد بهینه چرخه با در نظر گرفتن عوامل بازگشت ناپذیری به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. با مقایسه بین دو حالت ۲ و ۵ برای توان ماکزیمم در حالت دوم، بازده ۶۱/۴۸٪ و در حالت پنجم بازده ۲۹/۴۴٪ بدست می‌آید.



نمودار ۱ - تغییرات بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم

نمودارهای ۵، ۶ و ۷ تاثیر تغییرات مقدار نسبت  $r_c$  بر عملکرد چرخه را با در نظر گرفتن تمام عوامل بازگشت ناپذیری و گرمای ویژه متغیر (حالت ۵) نشان می‌دهد. با توجه به نمودارها و روابط هر چه مقدار  $r_c$  افزایش پیدا کند، نسبت انبساط نیز بزرگتر شده و توان خروجی و بازده حرارتی افزایش پیدا می‌کند. مقایسه بین دو حالت ۱ و ۲ (چرخه میلر و اتو) نشان می‌دهد که بازده حرارتی و توان خروجی به طور متوسط به ترتیب ۸/۲۸٪ و ۹/۳۲٪ افزایش می‌یابد همچنین در حالت اول توان خروجی و بازده حرارتی ماکزیمم به ترتیب در نسبت تراکم‌های ۱۴/۴ و ۲۰/۳ و به میزان ۱/۹۹  $kW$  و ۲۷/۳۲٪ بوجود می‌آید و در حالت دوم توان خروجی و بازده حرارتی ماکزیمم به ترتیب در نسبت تراکم‌های ۱۰/۹ و ۱۶ و برابر ۲/۲۵  $kW$  و ۳۰٪ می‌باشد.



انجمن احتراق ایران

FCCI2010 1134

## سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

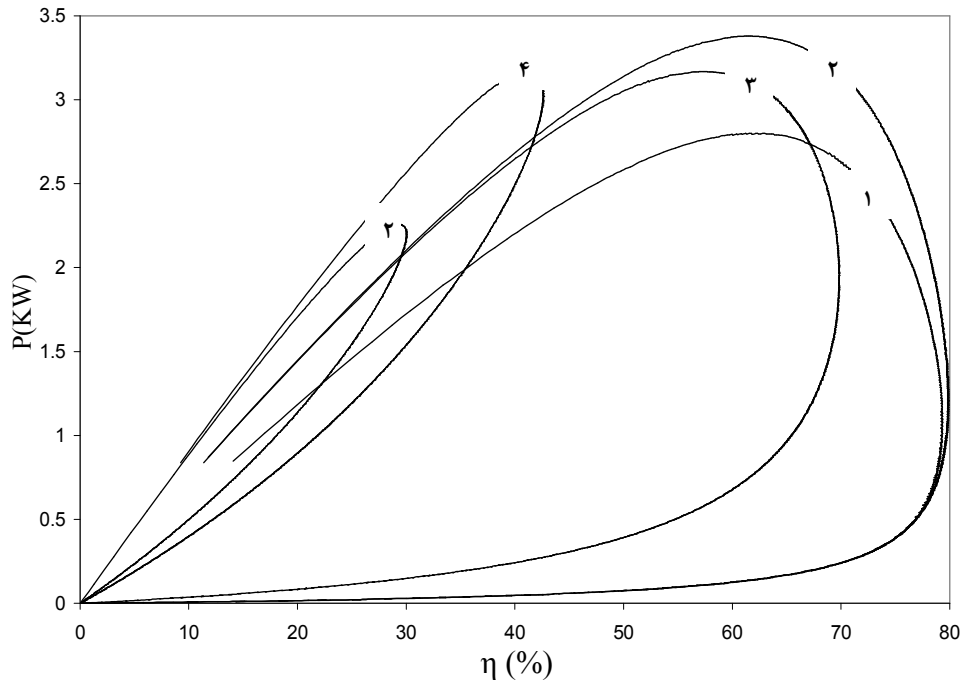
تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



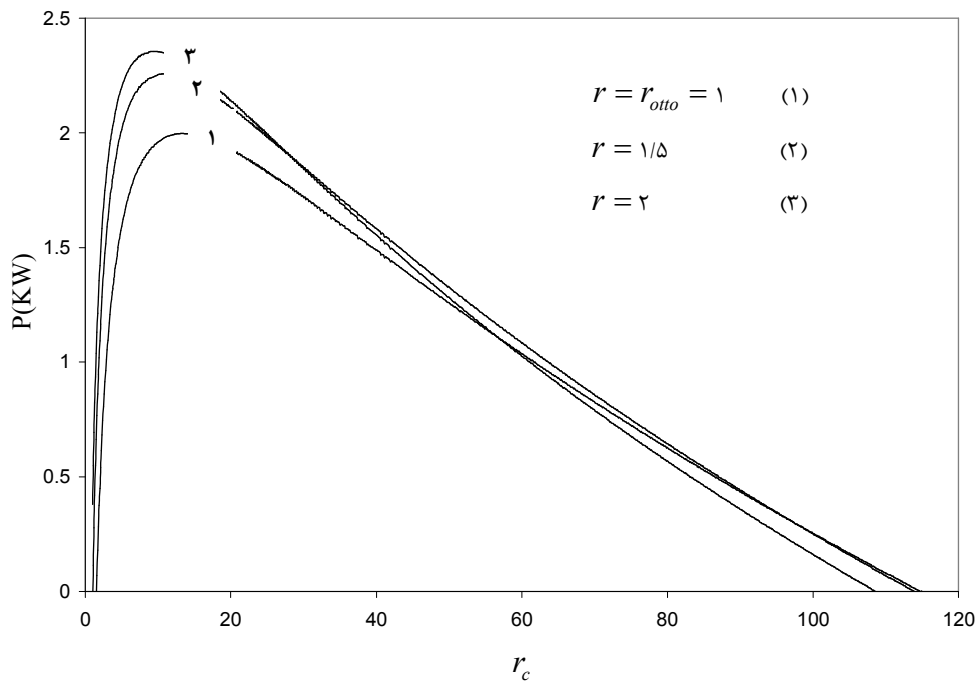
دانشگاه صنعتی امیرکبیر

دانشکده مهندسی هوافضا

مقایسه بین دو حالت ۲ و ۳ نیز نشان می‌دهد که با افزایش  $r$  از ۳/۳۳٪ در مقدار  $r$  بازده حرارتی و توان خروجی به طور متوسط به میزان ۱/۳۲٪ و ۲/۶٪ افزایش می‌یابند



نمودار ۳ - تغییرات بازده حرارتی بر حسب توان خروجی



$$r = r_{otto} = 1 \quad (1)$$

$$r = 1/5 \quad (2)$$

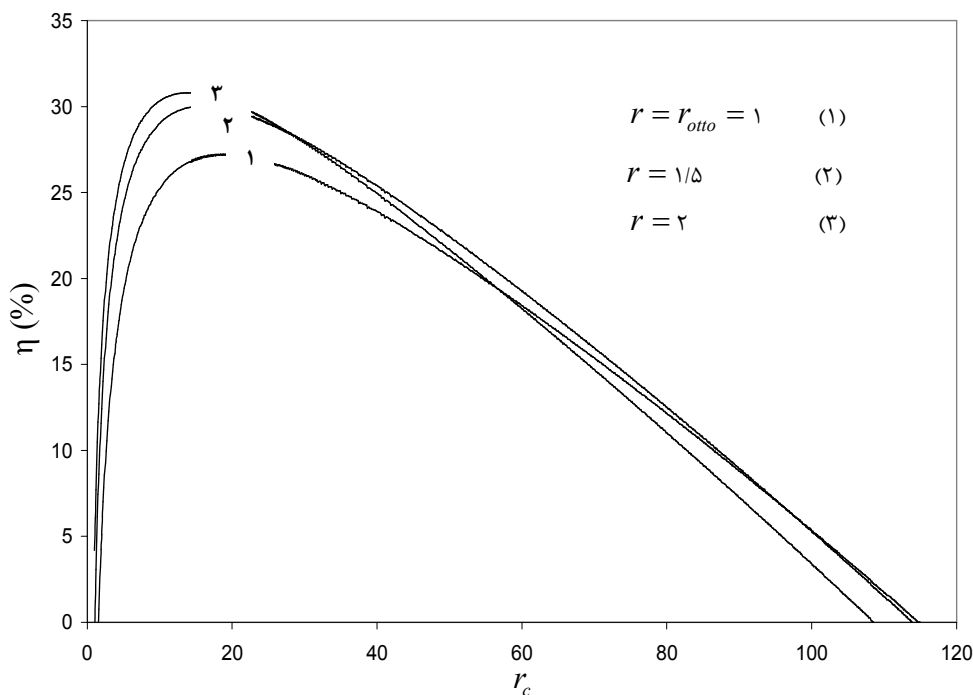
$$r = 2 \quad (3)$$

نمودار ۵ - تغییرات توان خروجی بر حسب نسبت تراکم



در عمل می‌توان گفت در چرخه میلر با ترکیب مرحله تراکم کوتاهتر (مصرف کننده کار) و مرحله انبساط طولانی تر (تولید کننده کار) کار اندیکاتور در چرخه میلر بزرگتر از چرخه اتو مشابه می باشد این موضوع می‌تواند یکی از دلایل ساده افزایش بازده حرارتی و توان خروجی در چرخه میلر باشد (در کنار موضوعاتی دیگر مانند جریان یافتن هوا بدون کاهش فشار در مرحله تنفس و وجود نداشتن کار منفی زیاد برای پمپ کردن گازها در حالتی که دریچه گاز کاملاً باز نیست).

تغییرات توان خروجی بر حسب بازده حرارتی نیز نشان می‌دهد که با افزایش نسبت  $r$  عملکرد بهتری بدست خواهد آمد به عبارت دیگر با مقایسه بین دو حالت ۱ و ۲ در نقطه ماکزیمم توان خروجی به ترتیب بازده حرارتی  $26/88\%$  و  $29/34\%$  و یا بعکس یعنی در نقطه ماکزیمم بازده حرارتی به ترتیب توان خروجی برابر  $1/92 kW$  و  $2/19 kW$  بدست می‌آید. تعیین بهینه بهینه‌ترین حالت  $r$  و پیرو آن تعیین زمان بسته شدن سوپاپ تنفس با در نظر گرفتن تمام شرایط نیز می‌تواند مورد ارزیابی قرار بگیرد.

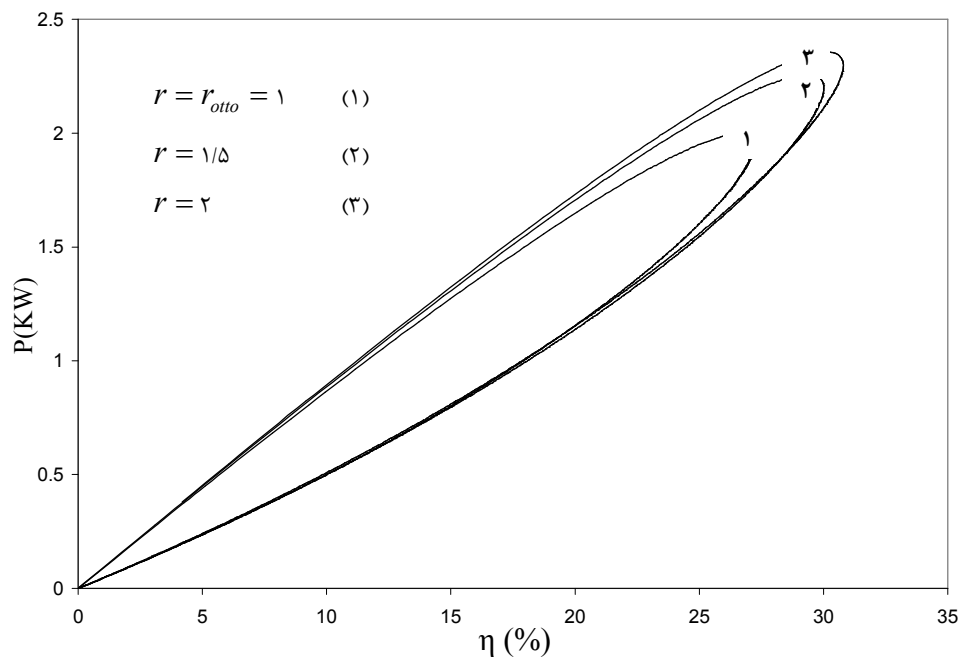


نمودار ۶ - تغییرات بازده حرارتی بر حسب نسبت تراکم

## نتیجه گیری

در این تحقیق عملکرد یک چرخه بازگشت ناپذیر استاندارد هوای میلر با در نظر گرفتن تغییرات گرمای ویژه نسبت به درجه حرارت و به صورت یک چند جمله‌ای، انتقال حرارت متناسب با متوسط دمای سیال عامل و دمای دیواره سیلندر و ضریب انتقال حرارت، اصطکاک متناسب با ضریب اصطکاک و سرعت پیستون و بازگشت ناپذیری‌های داخلی متناسب با بازده‌های انبساط و تراکم مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که در نظر گرفتن این عوامل تاثیر قابل توجهی بر عملکرد چرخه داشته به طوری که مقایسه بین دو حالت با در نظر گرفتن تمام عوامل یاد شده و در حالت ایده‌آل نشان می‌دهد که توان خروجی ماکزیمم به میزان  $1/12 kW$  و بازده حرارتی ماکزیمم به میزان  $50\%$  کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش نسبت تراکم توان و بازده تا نسبت تراکم مشخصی افزایش و سپس کاهش می‌یابند. مقایسه بین نمودارها نشان می‌دهد که به ترتیب ضریب اصطکاک، انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری داخلی تاثیر چشمگیرتری را بر عملکرد چرخه نشان می‌دهد و تاثیر این عوامل در نسبت تراکم‌های بالاتر بیشتر می‌باشد و نسبت تراکمی که در آن مقدار ماکزیمم بازده حرارتی و توان خروجی

ظاهر می‌شود نیز با در نظر گرفتن این عوامل بازگشت ناپذیری کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش نسبت  $r$  و به دنبال آن افزایش نسبت انبساط توان خروجی و بازده حرارتی چرخه افزایش پیدا می‌کند و چرخه میلر عملکرد بهتری نسبت به چرخه اتو دارد. به طوری که با تحلیل های عددی و ترمودینامیکی بین چرخه میلر و اتو واضح است که بازده حرارتی و توان خروجی در چرخه میلر در نسبت تراکم‌های کمتر بوجود آمده و مقدار آن نیز بیشتر از چرخه اتو می‌باشد و عملکرد بهینه چرخه یعنی توان در نقطه ماکزیمم بازده و بالعکس بازده در نقطه ماکزیمم توان در چرخه میلر بالاتر از اتو می‌باشد. این نتایج را می‌توان به طور عملی در طراحی و ارزیابی عملکرد موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار داد.



نمودار ۷ - تغییرات بازده حرارتی بر حسب توان خروجی

## ۵ - مراجع

- 1- Ribeiro, B., Martins, J., Nunes, A., "Generation of entropy in spark ignition engine", Journal of Thermodynamic, 2007; 2:53-60.
- 2- Wang, Y., L, Lin., A.P, Roskilly., S, Zeng., J, Huang., Y, He., H, Yunxin., H, Xiaodong., H, Huilan., W, Haiyan., L, Shangping., Y, Jing., "An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine", Journal of Applied Thermal Engineering, 2007; 27:1779-89.
- 3- Martins, J., Uzunecanu, K., Ribeiro, B., Jasasky, O., "Thermodynamic analysis of an over-expanded engine", SAE 2004-01-0617.
- 4- Ebrahimi, R., "Thermodynamic simulation of performance of an endoreversible Dual cycle with variable specific heat ratio of working fluid", Journal of American Science, 2009; 5(5):175-180.
- 5- Abu-Nada, E., Al-Hiniti, I., Al-Sarkhi, A., Akash, B., "Thermodynamic modeling of spark-ignition engine Effect of temperature dependent specific heats", Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer, 2006; 33:1264-1272.
- 6- Abu-Nada, E., Al-Hiniti, I., Al-Sarkhi, A., Akash, B., "Thermodynamic analysis of spark-ignition engine using a gas mixture model for the working fluid", Journal of Energy Reserch, 2007; 31:1031-1046.

۷- ابراهیمی، ر.، فتح‌اللهی، م.، "تحلیل عددی کارسیال در چرخه استاندارد هوای دوگانه"، مجموعه مقالات دومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک ایران، دانشگاه علم و صنعت، ۲۲ اردیبهشت ۱۳۸۸.



انجمن احتراق ایران

FCCI2010 1134

## سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر

دانشکده مهندسی هوافضا

8- Akash, B., Al-Sarkhi, A., Al-Hiniti, I., Abu-Nada, E., "Performance evaluation of irreversible Miller engine under various specific heat models", Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer, 2007; 34:897-906.

9- Ge, Y., L. Chen., F.Sun., "Finite-time thermodynamic modeling and analysis of an irreversible Otto-cycle", Journal of Applied Energy, 2007; 85:618-624.

10- L. Chen., Ge, Y., F.Sun., C.Wu., "Thermodynamic simulation of performance of an Otto cycle with heat transfer and variable specific heat of working fluid", Journal of Thermal Sciences; 44:506-511.

11- Hou, Sh-Sh., "Heat transfer effects on the performance of an air standard Dual cycle", Journal of Energy Conversion and Management, 2004; 45:3003-3015.

12- Lin J.C, and S.S.Hou, "Performance analysis of an air-standard Miller cycle with considerations of heat loss as percentage of fuel's energy, friction and variable specific heat of working fluid", Journal of Thermal Sciences, 2008; 47:182-191.

13- Zhao.Y, and J.Chen, "Performance analysis of an irreversible Miller heat engine and its optimum criteria", Journal of Applied Thermal Engineering, 2007; 27:2051-2058.

14- Ebrahimi, R., "Effects of variable specific heat ratio of working fluid on performance of an endoreversible Diesel cycle", Journal of Energy Inst. 2009, vol. 4 [In press]

۱۵- ابراهیمی، ر.، شاهمیرزایی، ه.، "تحلیل عددی بازده حرارتی در چرخه استاندارد هوای دوگانه"، مجموعه مقالات ششمین کنفرانس سالانه دانشجویی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، اسفند ۱۳۸۷.

16- Al-Sarkhi, A., Jaber, J.O., Probert, S.D., "Efficiency of Miller engine", Journal of Applied Energy, 2006; 83:343-359