

تحلیل ترمودینامیکی اثرات برخی از پارامترهای طراحی موتور بر عملکرد چرخه استاندارد بازگشت‌ناپذیر هوای دوگانه

رحیم ابراهیمی^۱، مهدی شرافتی^۲
دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی
Rahim.Ebrahimi@gmail.com

چکیده

در این تحقیق مدل یک چرخه بازگشت‌ناپذیر استاندارد هوای دوگانه به کمک ترمودینامیک زمان محدود و با در نظر گرفتن انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره سیلندر، تلفات اصطکاکی و وابستگی غیر خطی گرمای ویژه به درجه حرارت ارائه گردید. با فرض مثال‌های عددی، روابط بین توان خروجی بر حسب نسبت تراکم و بازده حرارتی با تغییر پارامترهای همچون طول کورس پیستون، دور موتور میل‌لنگ، مقدار جرم ورودی سیال عامل به سیلندر و ماکزیمم دمای سیال عامل در سیلندر استخراج گردید. نتایج نشان دهنده تاثیر این پارامترها بر توان خروجی و بازده حرارتی چرخه‌ی هوای دوگانه است. تغییرات توان خروجی بر حسب بازده حرارتی یک منحنی حلقوی را نشان می‌دهد. افزایش طول کورس پیستون و دور موتور میل‌لنگ ابتدا باعث افزایش و سپس کاهش توان خروجی ماکزیمم می‌گردد. در سرتاسر نسبت تراکم، توان خروجی با افزایش دمای ورودی کاهش و با افزایش ماکزیمم دمای سیلندر افزایش می‌یابد. این نتایج می‌تواند راهنمای مناسبی برای طراحی موتورهای احتراق داخلی واقعی باشد.

واژه‌های کلیدی: ترمودینامیک زمان محدود- چرخه استاندارد هوای دوگانه- گرمای ویژه متغیر- انتقال حرارت

۱- مقدمه

برای تجزیه و تحلیل حرارتی موتور اشتعال تراکمی می‌توان با تقریب مناسبی از مدل‌های چرخه استاندارد هوا به جای مدل واقعی استفاده نمود. تاکنون تحقیقات متفاوتی بر روی بهینه سازی چرخه استاندارد هوای اتو [۱] و یا دیزل [۲] بطور جداگانه انجام شده است. اما مسلم است که چرخه واقعی احتراق داخلی یک موتور را نمی‌توان تنها با یکی از این دو چرخه بیان نمود و بهتر است از ترکیب این دو چرخه یعنی چرخه استاندارد هوای دوگانه استفاده نمود. در این راستا، لین و همکاران [۳] و نیز هو و همکاران [۴] عملکرد چرخه دوگانه را با در نظر گرفتن تلفات انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره سیلندر و همچنین با فرض ثابت بودن گرمای ویژه بررسی کردند. ابراهیمی [۵] اثر تغییرات نسبت گرمای ویژه را بر روی یک چرخه بازگشت پذیر داخلی هوای دوگانه مورد ارزیابی قرار داد. وانگ و همکاران [۶] تاثیرات تلفات اصطکاکی را بر عملکرد چرخه دوگانه مورد بررسی قرار دادند. چن و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۴ میلادی با در نظر گرفتن انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره سیلندر و تلفات اصطکاکی به بررسی عملکرد چرخه دوگانه پرداختند. در این تحقیق، دمای ماکزیمم چرخه ثابت فرض نشد. همچنین چن و همکاران [۸] در سال ۲۰۰۶ میلادی تاثیر گرمای ویژه متغیر سیال عامل، اصطکاک و انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره سیلندر را بر فرایند چرخه استاندارد بازگشت‌ناپذیر داخلی دوگانه مورد بررسی قرار دادند. ماکزیمم دمای چرخه استاندارد در این تحقیق ثابت فرض نشد، بلکه بر اساس شرایط کاری موتور متغیر محاسبه گردید. ابراهیمی و

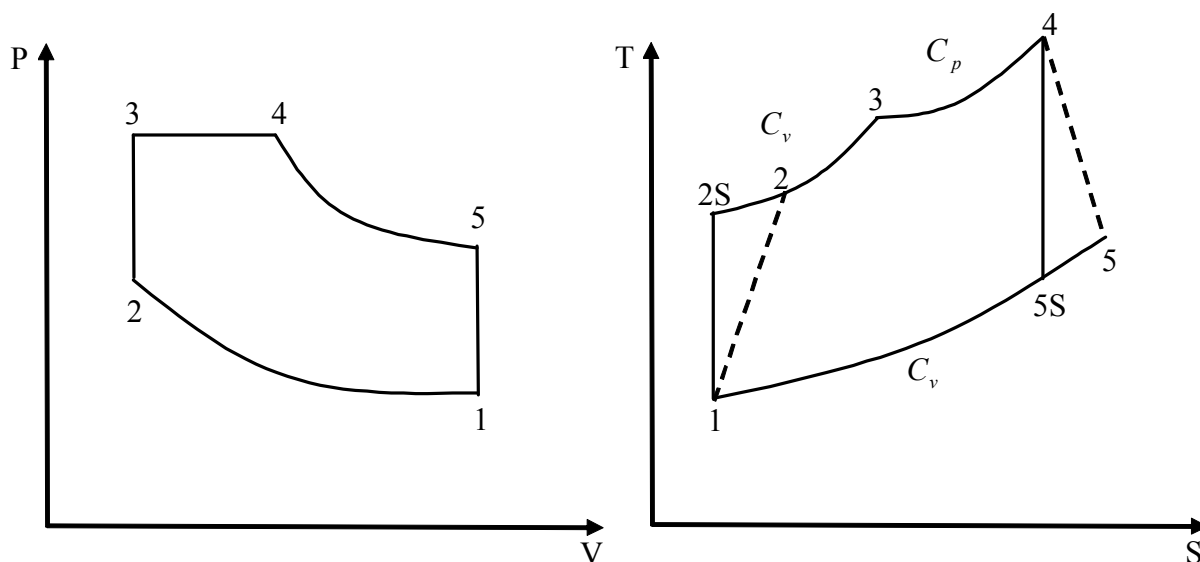
^۱- استادیار، دانشگاه شهرکرد، دانشکده کشاورزی
^۲- دانش آموخته دانشگاه شهرکرد، دانشکده مهندسی

شاهمیرزایی [۹] اثر تغییرات پارامتر احتراق، درجه حرارت ورودی و گرمای ویژه را بر روی بازده حرارتی یک چرخه استاندارد هوای دوگانه بازگشت پذیر داخلی مورد بررسی قرار دادند. جی و همکاران [۱۰] تاثیرات عواملی همچون بازگشت ناپذیری های داخلی، انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره سیلندر و تلفات اصطکاکی را بر روی چرخه دوگانه و با در نظر گرفتن گرمای ویژه، که بصورت غیرخطی با دما تغییر می کند، را مورد بررسی قرار دادند.

با بررسی کارهای انجام شده می توان دریافت که بهترین الگو برای مدل کردن یک موتور واقعی استفاده از یک چرخه دوگانه با لحاظ تلفات اصطکاکی، انتقال حرارت از دیواره سیلندر، بازگشت ناپذیری های داخلی و همچنین لحاظ نمودن گرمای ویژه بطور غیر خطی با درجه حرارت [۱۱] می باشد. همچنین بررسی کارهای انجام شده نشان می دهد که اثر طول کورس پیستون (L)، دور موتور میل لنگ (N)، جریان سیال عامل ورودی به سیلندر (M) و ماکزیمم دمای سیال عامل (T_4) بر روی عملکرد یک چرخه استاندارد هوای دوگانه تا کنون مورد بررسی قرار گرفته نشده است. بر این اساس هدف این مقاله بررسی پارامترهای همچون طول کورس پیستون، دور موتور میل لنگ، جریان سیال عامل ورودی به سیلندر و ماکزیمم دمای سیال عامل بر روی عملکرد یک چرخه استاندارد هوای دوگانه بازگشت ناپذیر می باشد.

۲- آنالیز مدل چرخه

مدلی از چرخه استاندارد هوا در نمودار (۱) نمایش داده شده است. فرایند 1-2S تراکم آدیاباتیکی برگشت پذیر و فرایند 1-2 فرایند آدیاباتیکی برگشت ناپذیری داخلی می باشد. گرمای اضافه شده به سیستم طی فرایند 2-3 بصورت هم حجم و طی فرایند 3-4 بصورت هم فشار می باشد. فرایند 4-5S انبساط آدیاباتیکی برگشت پذیر و 4-5 نیز فرایند برگشت ناپذیر داخلی است. تخلیه حرارتی که در نمودار بصورت 5-1 نشان داده شده است نیز فرایندی هم حجم است.



نمودار ۱- نمودارهای P-V و T-S مدل چرخه دوگانه

در بسیاری از مدل ها رفتار سیال عامل را بصورت گاز ایده آل با گرمای ویژه ثابت در نظر می گیرند. اما این فرض تنها برای تغییرات دمایی کم قابل قبول است و برای اختلاف دماهای بالا در یک چرخه واقعی نمی تواند مورد تایید قرار گیرد. بر این

اساس و با توجه به مرجع [۱۱] می‌توان یک رابطه‌ی غیر خطی را برای گرمای ویژه‌ی هوا با درجه حرارت برای بازه‌ی حرارتی ۳۰۰ تا ۳۵۰۰ کلوین به صورت زیر نوشت:

$$C_p = 2.506 \times 10^{-11} T^2 + 1.454 \times 10^{-7} T^{1.5} - 4.246 \times 10^{-7} T + 3.162 \times 10^{-5} T^{0.5} + 1.3303 - 1.512 \times 10^4 T^{-1.5} + 3.063 \times 10^5 T^{-2} - 2.212 \times 10^7 T^{-3} \quad (1)$$

که در این رابطه T معرف درجه حرارت است. گرمای اضافه شده به سیال عامل در هر ثانیه طی پروسه‌های ۲ → ۳ و ۳ → ۴ مطابق رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$Q_{in} = M \left[\int_{T_2}^{T_3} (C_p - 0.287) dT + \int_{T_3}^{T_4} C_p dT \right] \quad (2)$$

که در آنجا M نرخ جریان سیال عامل است. گرمای خارج شده بر واحد ثانیه از سیال عامل در طی فرایند ۱ → ۵ برابر است با:

$$Q_{out} = M \int_{T_1}^{T_5} (C_p - 0.287) dT \quad (3)$$

برای دو فرایند آدیاباتیکی که عبارتند از فرایند تراکم ۱ → ۲ و فرایند انبساط ۴ → ۵ با لحاظ دو فرایند آیزنتروپیک که عبارتند از فرایند تراکم ۱ → ۲S و فرایند انبساط ۴ → ۵S زیر قابل تعریف می‌باشند [۱۲].

$$\eta_c = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4)$$

$$\eta_e = \frac{T_5 - T_4}{T_{5S} - T_4} \quad (5)$$

این دو بازده برای تشریح بازگشت ناپذیری‌های داخلی فرایندها مورد استفاده قرار می‌گیرند. با توجه به اینکه C_p و C_v وابسته به دما می‌باشند نسبت گرمای ویژه γ نیز وابسته به دما بوده و ثابت نمی‌باشد. بنابراین روابط پلی‌تروپیک با γ ثابت برای این کار مناسب نمی‌باشد. با این وجود هنگامیکه تغییرات کوچک دمایی dT و تغییرات حجمی dV اعمال شوند معادلات فرایند بازگشت‌پذیر آدیاباتیکی با γ متغیر مطابق رابطه زیر قابل بیان است [۱۳]:

$$(T + dT)(V + dV)^{\gamma-1} = TV^{\gamma-1} \quad (6)$$

با بسط طرف اول این رابطه بصورت زیر خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} (T + dT)(V + dV)^{\gamma-1} &= (T + dT)\left(V^{\gamma-1} + (\gamma-1)V^{\gamma-2}dV + \dots dV^2 + \dots + \dots dV^{\gamma-1}\right) \\ &= (T + dT)\left(V^{\gamma-1} + (\gamma-1)V^{\gamma-2}dV\right) = TV^{\gamma-1} + (\gamma-1)TV^{\gamma-2}dV + V^{\gamma-1}dT + \cancel{(\gamma-1)V^{\gamma-2}dVdT} \quad (7) \\ &= TV^{\gamma-1} + (\gamma-1)TV^{\gamma-2}dV + V^{\gamma-1}dT \end{aligned}$$

طرف اول بسط یافته را برابر طرف دوم معادله قرار داده و با توسعه آن می‌توان به رابطه‌ی زیر رسید:

$$\begin{aligned} TV^{\gamma-1} + (\gamma-1)TV^{\gamma-2}dV + V^{\gamma-1}dT &= TV^{\gamma-1} \Rightarrow (\gamma-1)TV^{\gamma-2}dV + V^{\gamma-1}dT = 0 \\ \Rightarrow (\gamma-1)\frac{dV}{V} &= -\frac{dT}{T} \quad (8) \end{aligned}$$

رابطه را می‌توان به صورت زیر بسط داد.

$$R\frac{dV}{V} = -C_v\frac{dT}{T} \quad (9)$$

با انتگرال‌گیری از رابطه بالا و با فرض ثابت بودن گرمای ویژه از نقطه i تا j داریم:

$$R \ln V \Big|_i^j = -C_v \ln T \Big|_i^j \Rightarrow C_v \ln \frac{T_j}{T_i} = R_g \ln \frac{V_i}{V_j} \quad (10)$$

مقدار دمای مورد استفاده در پارامتر گرمای ویژه برای رابطه بالا از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌گردد:

$$T = \frac{T_j - T_i}{\ln \frac{T_j}{T_i}} \quad (11)$$

نسبت تراکم (r_c) و نسبت فشار (r_p) بصورت زیر قابل تعریف می‌باشند:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (12)$$

$$r_p = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (13)$$

برای فرایند تراکم آیزنتروپیک $1 \rightarrow 2S$ و فرایند انبساط آیزنتروپیک $4 \rightarrow 5S$ ، با لحاظ روابط (۱۰) و (۱۱) و جایگذاری آنها در رابطه (۸) می‌توان روابط زیر را استخراج نمود:

$$C_v \ln \frac{T_{2S}}{T_1} = R_g \ln r_c \quad (14)$$

$$C_v \ln \frac{T_4}{T_{5S}} - R_g \ln \frac{T_2}{T_4} = R_g \ln(r_c r_p) \quad (15)$$

برای مدل چرخه دوگانه ایده‌آل اتلاف انتقال حرارت از محفظه احتراق به دیواره سیلندر در نظر گرفته نمی‌گردد، درحالی‌که در واقعیت قابل چشم پوشی نیست. می‌توان فرض کرد انتقال حرارت با دیواره سیلندر که دارای دمای میانگینی برابر T_0 است انجام می‌شود. اگر گرمای حاصل از احتراق در هر ثانیه را $Q_{com} = A_1$ و ضریب انتقال حرارت دیواره سیلندر را B_1 در نظر بگیریم گرمای اضافه شده به سیال عامل در هر ثانیه را از رابطه زیر می‌توان بدست آورد است [۱۴]:

$$Q_{in} = A_1 - MB_1 [(T_2 + T_4)/2 - T_0] \quad (16)$$

برای محاسبه انرژی تلف شده بواسطه اصطکاک از روابط پیشنهادی چن [۸] با فرض اینکه نیروی اصطکاک تابعی خطی از سرعت است استفاده می‌شود.

$$f_\mu = \mu v = \mu \frac{dx}{dt} \quad (17)$$

که در این رابطه μ ضریب اصطکاک و x جابجایی پیستون می‌باشد. بنابراین توان اتلافی برابر است با:

$$P_\mu = \frac{dW_\mu}{dt} = \mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = \mu v^2 \quad (18)$$

سرعت متوسط پیستون برای N چرخه در هر ثانیه برابر است با:

$$\bar{v} = 4LN \quad (19)$$

توان خروجی برای یک سیکل موتور برابر است با

$$P_{du} = Q_{in} - Q_{out} - P_\mu \quad (20)$$

با جایگذاری روابط (۲)، (۳) و (۱۸) در رابطه‌ی بالا به ترتیب به جای Q_{in} ، Q_{out} و P_μ ، رابطه‌ی زیر نتیجه‌گیری می‌گردد:

$$\begin{aligned}
 P_{du} = M & \left[8.353 \times 10^{-12} (T_4^3 + T_1^3 - T_2^3 - T_5^3) + 5.816 \times 10^{-8} (T_4^{2.5} + T_1^{2.5} - T_2^{2.5} - T_5^{2.5}) - \right. \\
 & 2.123 \times 10^{-7} (T_4^2 + T_1^2 - T_2^2 - T_5^2) + 2.108 \times 10^{-5} (T_4^{1.5} + T_1^{1.5} - T_2^{1.5} - T_5^{1.5}) + \\
 & 1.0433 (T_4 + T_1 - T_2 - T_5) + 1.3303 (T_4 - T_3) + 3.024 \times 10^4 (T_4^{-0.5} + T_1^{-0.5} - T_2^{-0.5} - T_5^{-0.5}) - \\
 & \left. 3.063 \times 10^5 (T_4^{-1} + T_1^{-1} - T_2^{-1} - T_5^{-1}) + 1.106 \times 10^7 (T_4^{-2} + T_1^{-2} - T_2^{-2} - T_5^{-2}) - \mu \bar{v}^2 \right] \quad (21)
 \end{aligned}$$

بازده حرارتی چرخه‌ی دوگانه برابر است با:

$$\eta_{du} = \frac{P_{du}}{Q_{com}} \quad (22)$$

با جایگذاری مقادیر معادله می‌توان رابطه‌ی زیر را نتیجه‌گیری نمود:

$$\begin{aligned}
 & M \left[8.353 \times 10^{-12} (T_4^3 + T_1^3 - T_2^3 - T_5^3) + 5.816 \times 10^{-8} (T_4^{2.5} + T_1^{2.5} - T_2^{2.5} - T_5^{2.5}) - \right. \\
 & 2.123 \times 10^{-7} (T_4^2 + T_1^2 - T_2^2 - T_5^2) + 2.108 \times 10^{-5} (T_4^{1.5} + T_1^{1.5} - T_2^{1.5} - T_5^{1.5}) + \\
 & 1.0433 (T_4 + T_1 - T_2 - T_5) + 1.3303 (T_4 - T_3) + \\
 & 3.024 \times 10^4 (T_4^{-0.5} + T_1^{-0.5} - T_2^{-0.5} - T_5^{-0.5}) - 3.063 \times 10^5 (T_4^{-1} + T_1^{-1} - T_2^{-1} - T_5^{-1}) \\
 & \left. + 1.106 \times 10^7 (T_4^{-2} + T_1^{-2} - T_2^{-2} - T_5^{-2}) - \mu \bar{v}^2 \right] \\
 \eta_{du} = & \frac{\quad}{A_1} \quad (23)
 \end{aligned}$$

برای اینکه چرخه بطور طبیعی کار کند نامعادله زیر بایستی برقرار گردد. این نامعادله به خاطر پذیرفتن درجه حرارت‌های بدست آمده از معادلات به علت نامساویهای بین آنها می‌باشد. به عبارت دیگر درجه حرارت در نقطه ۴ بایستی بزرگتر از نقطه ۳ باشد تا اینکه بتوان چرخه دوگانه را فرض نمود.

$$1 = (r_p)_{Diesel} \leq r_p \leq (r_p)_{Otto} = T_4/T_2 \quad (24)$$

زمانیکه $r_p = (r_p)_{Diesel} = 1$ است چرخه دوگانه به چرخه دیزل تبدیل شده و هنگامیکه $r_p = (r_p)_{Otto}$ است چرخه دوگانه به چرخه اتو تبدیل می‌گردد.

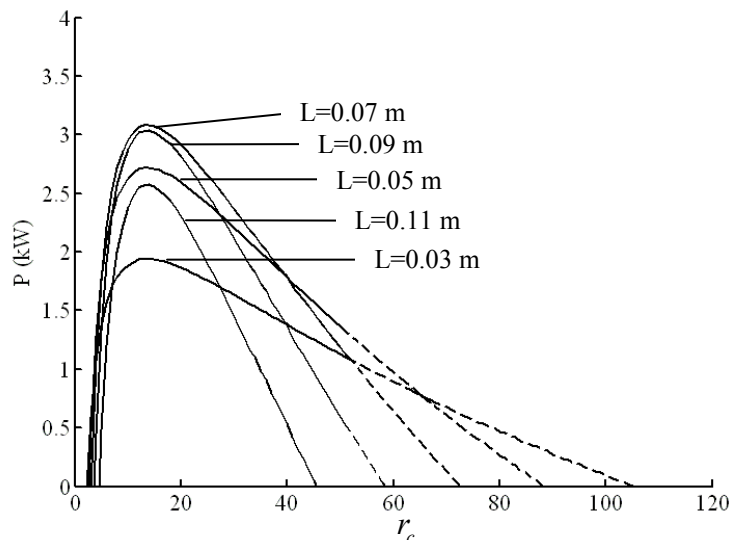
در حل معادلات، برای یک سری از پارامترها که عبارتند از $r_c, r_p, T_1, T_4, \eta_c$ و η_e ، مقداری فرض می‌گردد. سپس طبق رابطه (۱۴) مقدار T_{2S} را با استفاده از روش حل عددی بدست می‌آوریم و با جایگذاری آن در رابطه‌ی (۴) مقدار T_2 محاسبه می‌گردد. T_3 نیز از رابطه‌ی (۱۳) بدست می‌آید. T_{5S} با حل عددی از رابطه‌ی (۱۵) محاسبه می‌گردد. با جایگذاری مقدار T_{5S} در رابطه‌ی (۵) مقدار T_5 تعیین می‌گردد. توان خروجی و بازده حرارتی با قرار دادن مقادیر T_1, T_2, T_3, T_4 و T_5 در روابط (۲۱) و (۲۳) مشخص می‌گردند.

با توجه به نتایج حاصله می‌توان نمودارهای توان خروجی بر حسب نسبت تراکم، بازده گرمایی بر حسب نسبت تراکم و نیز روابط بهینه بین توان خروجی و بازده را رسم و مشاهده کرد.

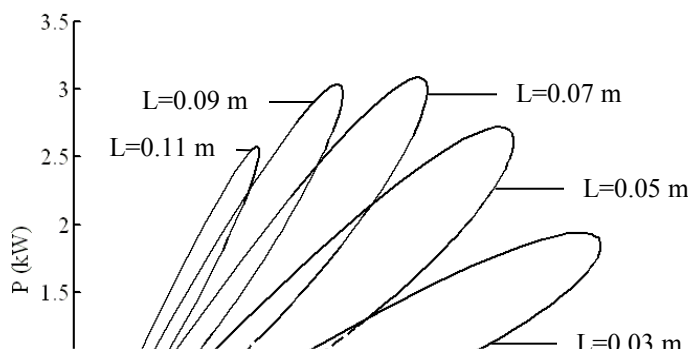
۳- مثالهای عددی و بحث

مطابق آنچه در مراجع [۹] و [۱۴] آمده است پارامترهای مورد استفاده در این تحقیق بدین شرحند: $\eta_c = \eta_e = 0.97$ ،
 $B = 0.2 \text{ kJ/kg.K}$ و $\mu = 12.9 \text{ N.S/m}$ ، $r_p = 1.5$

نمودارهای ۲ و ۳ تاثیرات طول کورس پیستون بر روی عملکرد چرخه را بر حسب نسبت تراکم و با در نظر گرفتن بازگشت ناپذیریهای داخلی، اصطکاک و انتقال حرارت نشان می‌دهند. (خطوط نقطه چین نمایانگر قسمتهایی است که r_p از $(r_p)_{otto}$ تجاوز کرده است و در این شرایط چرخه نمی‌تواند بطور طبیعی کار کند). در نمودار ۲ می‌توان ملاحظه کرد که با افزایش طول کورس پیستون توان ماکزیمم خروجی ابتدا افزایش و سپس کاهش دارد، که با توجه به نمودار، مقدار ماکزیمم توان را می‌توان در $L = 0.07 \text{ m}$ مشاهده کرد. همچنین ماکزیمم توان همواره در نسبت تراکم برابر ۱۴ اتفاق می‌افتد. مشاهده می‌شود با افزایش طول کورس به میزان ۴۰٪ به عبارتی از مقدار ۰/۰۵ به ۰/۰۷ متر توان خروجی ۱۳/۷٪ افزایش می‌یابد. با افزایش مجدد طول کورس از ۰/۰۷ تا ۰/۰۹ متر، به عبارتی افزایش ۸۰٪، توان خروجی سیر نزولی پیدا کرده و در این بازه کاهشی به مقدار ۷/۷٪ می‌یابد. افزایش طول کورس همچنین جمع شدگی و تند شدن شیب نمودارها را در بر دارد، بدین معنی که در طول کورس‌های بزرگتر، توان برابر در نسبت تراکم پایین‌تر اتفاق می‌افتد. لازم به ذکر است که محدوده کارکرد طبیعی موتور برای نسبت تراکم‌های کمتر از ۵۲/۶۹ در شرایط داده شده می‌باشد. نمودار ۳ این تاثیرات را بطور همزمان بر روی بازده گرمایی و توان خروجی نشان می‌دهد. با ملاحظه نمودار می‌توان دریافت که توان و بازده بهینه با افزایش طول کورس در نسبت تراکم بالاتری اتفاق افتاده است. همچنین با افزایش طول کورس به میزان ۶۶/۶۷٪ از اولین طول، بازده ۱۹/۹٪ کاهش و افزایش ۱۳۳٪ طول کورس، کاهش ۳۲/۹۵ درصدی بازده را در بر دارد که این سیر نزولی در این بازه طول کورس همواره وجود دارد.

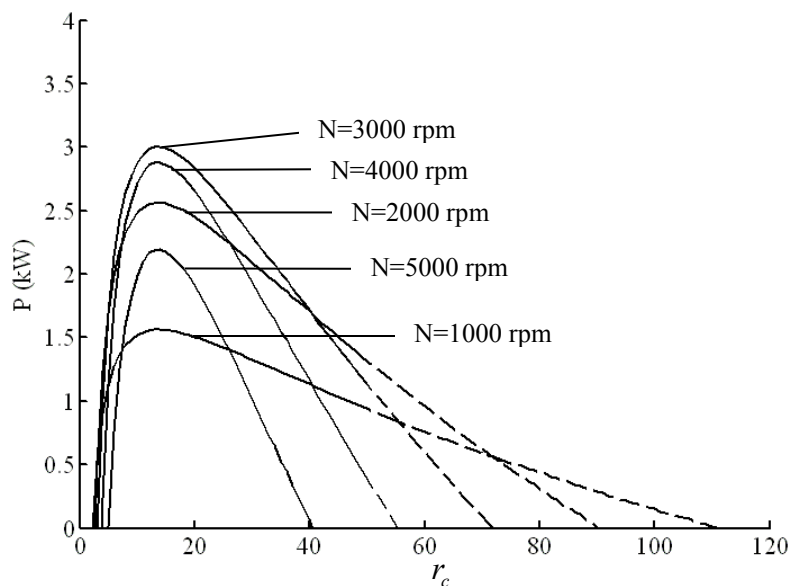


نمودار ۲ - تاثیرات طول کورس پیستون بر توان خروجی بر حسب نسبت تراکم

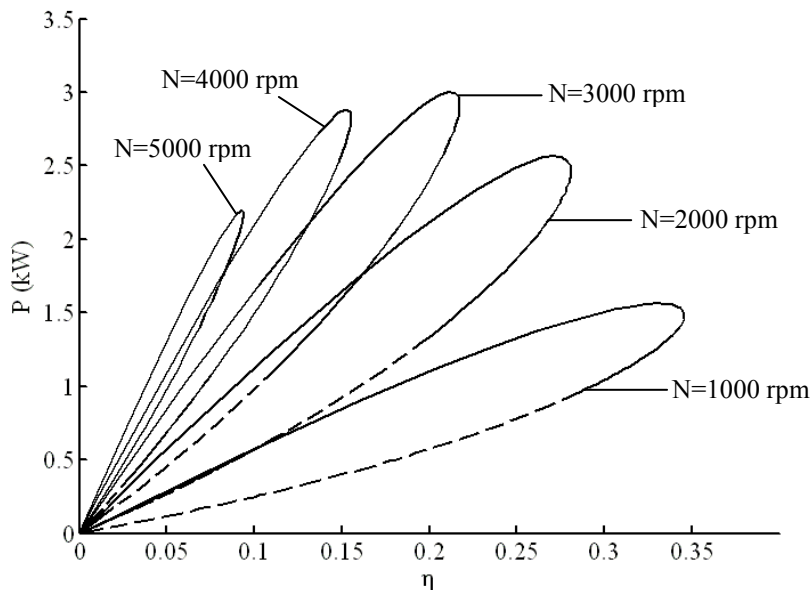


نمودار ۳ - تاثیرات طول کورس پیستون بر توان خروجی بر حسب بازده گرمایی

در نمودارهای ۴ و ۵ اثرات تغییر پارامتر N یا همان دور موتور را بر عملکرد چرخه مورد بررسی قرار داده‌ایم. ملاحظه میشود که با افزایش دور موتور تا 3000 rpm توان افزایش دارد. اما با افزایش بیش از این دور موتور با کاهش توان مواجه خواهیم بود. بطوریکه افزایش دور موتور از 1000 به 2000 دور بر دقیقه با افزایش توان $64/02\%$ و با افزایش تا 3000 دور بر دقیقه با افزایش $92/31\%$ توان خروجی همراه است، درحالیکه با ادامه این روند و افزایش دور موتور به 4000 دور بر دقیقه توان خروجی $8/34\%$ و افزایش تا دور موتور 5000 دور بر دقیقه به میزان $51/80\%$ درصد کاهش توان دارد. جمع‌شدگی نمودار مانند نمودارهای ۲ و ۳ در اینجا نیز با افزایش دور موتور مشهود است. با ملاحظه نمودار ۵ میتوان دریافت که توان و بازده بهینه با افزایش دور موتور در نسبت تراکم پایین‌تری اتفاق افتاده است. بطوریکه بهینه توان و بازده برای دور موتور 2000 دور بر دقیقه در نسبت تراکم 17 و برای دور موتور 4000 دور بر دقیقه در نسبت تراکم 15 اتفاق افتاده است. همچنین مشاهده میشود که بازده گرمایی با افزایش دور موتور در بازه مورد بررسی همواره روندی کاهشی دارد.

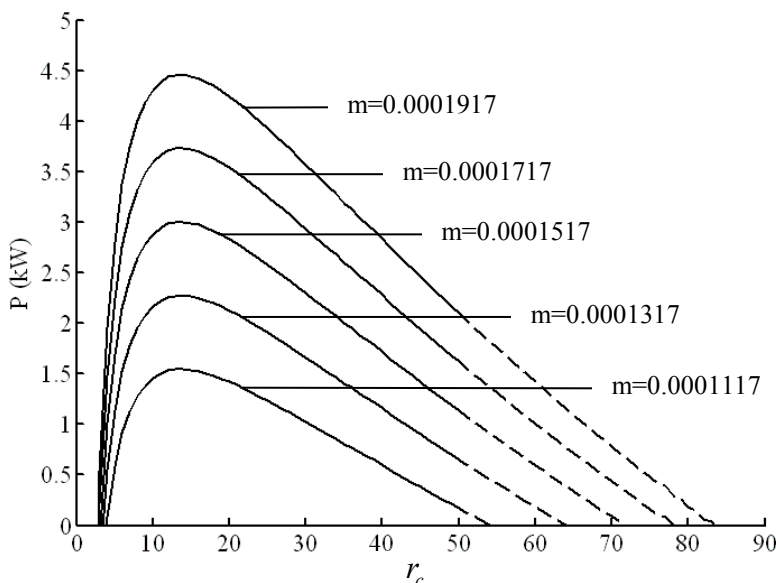


نمودار ۴ - تاثیرات دور موتور بر توان خروجی بر حسب نسبت تراکم

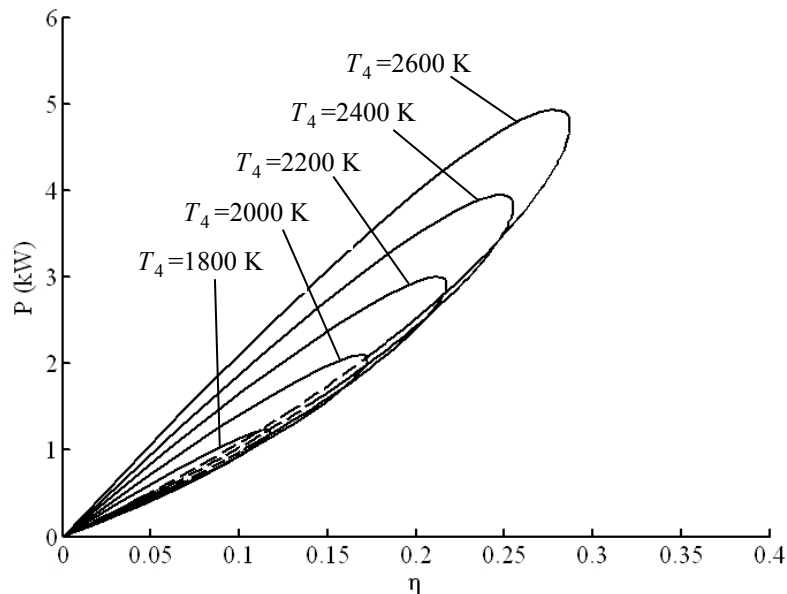


نمودار ۵ - تاثیرات دور موتور بر توان خروجی بر حسب بازده گرمایی

در نمودارهای ۶ و ۷ میتوان تاثیر مقدار جرم ورودی سیال عامل در هر چرخه را ملاحظه نمود. بطوری که ملاحظه می‌شود افزایش مقدار جرم ورودی سیال عامل در هر چرخه باعث افزایش توان خروجی و نیز افزایش بازده گرمایی است. افزایش مقدار جرم ورودی به میزان $17/91\%$ افزایش توان $4/47\%$ و $35/81\%$ افزایش جرم، $94/81\%$ افزایش توان را در پی دارد. توان خروجی با افزایش نسبت تراکم تا مقدار ۱۴، سیر صعودی با شیب نسبتاً تندی را دارا است که با گذر از این نقطه شروع به نزول، البته با شیب ملایم‌تر، می‌کند تا جایی که به مقدار $52/69$ رسیده و با توجه به محدودیت نسبت فشار از اینجا به بعد قابل کار کردن بطور نرمال نمی‌باشد. با توجه به نمودار ۷ می‌توان دریافت که افزایش جرم ورودی همچنین موجب افزایش بازده می‌باشد، بطوریکه افزایش $17/91\%$ جرم ورودی موجب افزایش $25/43\%$ بازده و نیز افزایش $35/81\%$ جرم ورودی موجب افزایش بازده به میزان $44/42\%$ می‌شود. ثابت بودن نسبت تراکم برای نقاط بهینه کارکرد موتور بر حسب توان خروجی و بازده از نتایج دیگر حاصل از این نمودار است، که با توجه به نمودارها در نسبت تراکم ۱۶ بهینه بازده و توان خروجی قابل حصول می‌باشند.



نمودار ۶ - تاثیرات مقدار جرم ورودی سیال عامل در هر چرخه بر توان خروجی بر حسب نسبت تراکم



نمودار ۹ - تاثیرات ماکزیمم دمای سیال عامل بر توان خروجی بر حسب بازده گرمایی

۴- نتیجه گیری

در این مقاله مدل چرخه دوگانه استاندارد بازگشت ناپذیر هوا که شباهت زیادی با موتورهای واقعی دارد مورد بررسی قرار گرفت. در این مدل بازگشت ناپذیری‌های داخلی، انتقال حرارت دیواره سیلندر، تلفات اصطکاکی و نیز وابستگی گرمای ویژه به درجه حرارت بصورت غیرخطی اعمال شده است. تاثیر پارامترهای طراحی موتور شامل طول کورس پیستون، دور موتور، مقدار جرم ورودی سیال عامل در هر چرخه و ماکزیمم دمای سیال عامل بر عملکرد چرخه توسط مثال‌های عددی در این تحقیق بررسی شده است. نتایج حاصله با استفاده از نمودارها نشانگر این است که افزایش طول کورس پیستون و همچنین دور موتور تا مقداری معین ابتدا افزایش و سپس کاهش توان خروجی را در پی دارد. همچنین افزایش مقدار جرم ورودی سیال عامل در هر چرخه و ماکزیمم دمای سیال عامل موجب افزایش توان خروجی می‌شوند. نتایج بدست آمده در اینجا می‌توانند راهنمای خوبی برای طراحی موتورهای احتراق داخلی واقعی باشند.

مراجع

- 1- Ge, Y., Chen, L., and Sun F., "Finite-time thermodynamic modeling and analysis of an irreversible Otto-cycle", Applied Energy, Vol. 85, p.p. 618-624, 2008.
- 2- Ge, Y., Chen, L., and Sun F., "Finite-time thermodynamic modeling and analysis of an irreversible diesel cycle", Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering, Vol. 222, p.p. 887-894, 2008.
- 3- Chen, L., Wu, C., and Sun, F., "Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems", J. Non-Equilib. Thermodyn. Vol. 24, p.p. 327-359, 1999.

- 4- Hou, S.S., "Heat transfer effects on the performance of an air standard Dual cycle", Energy Conversion and Management, Vol. 45, p.p. 3003-3015, 2004.
- 5- 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):17- 180.
- 6- Wang, W., Chen, L., Sun, F., and Wu, C., "The effects of friction on the performance of an air stand Dual cycle", Energy Int. J., Vol. 2, p.p.340-344, 2002.
- 7- Chen, L., Sun, F., and Wu, C., "Optimal performance of an irreversible Dual cycle, Applied Energy, Vol. 79, p.p. 3-14 2004.
- 8- Chen, L., Ge, Y., Sun, F., and Wu, C., "Effects of heat transfer, friction and variable specific heats of working fluid on performance of an irreversible Dual cycle", Energy Conversion and Management, Vol. 47 p.p. 3224-3234, 2006.
- ۹- 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.
- 10- Y. Ge, Chen, L., and Sun F., "Finite-time thermodynamic modeling and analysis for an irreversible Dual cycle", Mathematical and Computer Modelling, Vol. pp. 2009.
- 11- Sonntag, R., Borgnakke, C., and Van Wylen, G., "Fundamentals of Thermodynamics", 5th ed., Wiley, New York, 1998.
- 12- Zhao, Y., and Chen, J., "An irreversible heat engine model including three typical thermodynamic cycles and the optimum performance analysis", Int. J. Thermal Sci., Vol. 46, p.p. 605-613, 2007.
- ۱۳- ابراهیمی، ر.، فتح‌الهی، م.، "تحلیل عددی کار سیال در چرخه استاندارد هوای دوگانه"، مجموعه مقالات دومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک ایران، دانشگاه علم و صنعت ایران، ۲۲ اردیبهشت ۱۳۸۸.
- 14- Ebrahimi R. "Effects of variable specific heat ratio of working fluid on performance of an endoreversible Diesel cycle", J. Energy Inst. [accepted]