

## بررسی اثرات برگشت ناپذیری داخلی، تلفات حرارتی و اصطکاکی بر عملکرد سیکل

### سوخت و هوای دیزل

مهدی عبدالهی<sup>۱</sup>، سید رضا موسوی سیدی<sup>۲\*</sup>، داوود کلانتری<sup>۲</sup>

(مهدی عبدالهی: [Mahdiabdolahi29aban@yahoo.com](mailto:Mahdiabdolahi29aban@yahoo.com))

(\*سید رضا موسوی سیدی: [Mousavi22@yahoo.com](mailto:Mousavi22@yahoo.com))

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

۲- استادیار، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی ساری

### چکیده

مدل سیکل استاندارد هوای دیزل، تقریب خوبی برای تعیین پارامترهای عملکردی موتورهای دیزل می‌باشد ولی بسیاری از اثرات سوخت در واکنش احتراق نظیر نسبت هم ارزی هوا به سوخت را که تاثیر بسیاری بر پارامترهای عملکردی دارند را نادیده می‌گیرد. با استفاده از مدل سیکل استاندارد سوخت و هوای دیزل می‌توان بطور جامع‌تری به بررسی عوامل موثر بر پارامترهای عملکردی پرداخت. در این تحقیق عملکرد سیکل استاندارد سوخت و هوای دیزل با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود بررسی شده است. در این مدل رابطه غیر خطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دمای متناظر با آنها، اتلاف اصطکاکی متناظر با سرعت متوسط پیستون، برگشت ناپذیری‌هایی که حاصل از راندمان‌های تراکم و انبساط هستند، اتلاف انتقال حرارت و نسبت قطع پاشش سوخت در نظر گرفته شده‌اند. روابط بهینه بین توان خروجی و نسبت تراکم به دست آمده است. اثرات برگشت ناپذیری‌های داخلی، اتلاف انتقال حرارت و اتلاف اصطکاکی روی عملکرد سیکل بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف اصطکاکی، توان خروجی و راندمان حرارتی کاهش می‌یابد و اتلاف انتقال حرارت هیچ تاثیری روی توان خروجی ندارد. همچنین افزایش اتلاف انتقال حرارت، منجر به کاهش راندمان حرارتی می‌شود.

**واژه‌های کلیدی:** ترمودینامیک زمان محدود، سیکل دیزل، نسبت هم ارزی، نسبت قطع پاشش سوخت، ظرفیت گرماهای ویژه

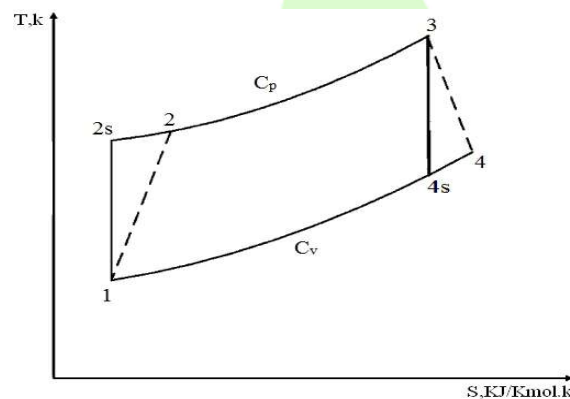
## مقدمه

مدل ترمودینامیکی، نمایش ساده‌ای از یک سیستم پیچیده حرارتی است. اصولاً با مدل‌سازی ترمودینامیکی می‌توان حرکات و واکنش‌های یک سیستم حقیقی را به سادگی در اختیار گرفت. چرخه سوخت و هوای دیزل واقعی شامل احتراق و فرآیند برگشت ناپذیری است. در فرآیند احتراق هیچ یک از پارامترهای حجم و فشار ثابت نیستند ولی می‌توان با استفاده از ترمودینامیک زمان محدود نتایج را بر حسب جمع بندی فرآیندهای حجم ثابت یا فشار ثابت بی‌نهایت کوچک با استفاده از مدل سوخت و هوای دیزل تحلیل کرد. در تحقیقاتی، آنالیز ترمودینامیکی سیکل دیزل استاندارد هوا را ارائه نمود. اثر انتقال حرارت، نسبت قطع پاشش، دمای هوای ورودی و ثابت‌های احتراق، با فرض برگشت پذیری همه فرآیندها روی کار خروجی خالص و راندمان حرارتی اسمی بررسی شد. اتلاف حرارت از طریق دیواره سیلندر متناسب با متوسط دما در طول فرآیند افزایش گرما در نظر گرفته شده است. عبارت کار خروجی خالص و راندمان حرارتی اسمی سیکل دیزل تحت تاثیر انتقال حرارت دیواره سیلندر به دست آمد. این مطالعه می‌تواند در طراحی و ارزیابی موتورهای دیزل سودمند باشد (Bhattacharyya, 1999). در تحقیقاتی اثر احتراق و انتقال حرارت روی عملکرد موتور و پارامترهایی مانند نسبت تراکم و نسبت قطع پاشش مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت که نتایج آن نشان می‌دهد راندمان و دمای گاز خروجی در یک نسبت قطع پاشش ثابت، متناسب با کاهش انتقال حرارت افزایش می‌یابد (Zhao and Chen, 2007). در تحقیقات دیگری اثر انتقال حرارت از طریق دیواره سیلندر روی کار خروجی سیکل دیزل آنالیز شد. این مطالعه طراحی بهینه و پارامترهای کاری در ماکزیمم راندمان حرارتی را بررسی نمود. اثر برگشت ناپذیری داخلی در نظر گرفته نشده است (Ge et al., 2009). مطالعه دیگری اثر انتقال حرارت از طریق دیواره سیلندر را روی عملکرد سیکل دوگانه بررسی نمود. روابط بین کار خروجی و راندمان بر اساس ترمودینامیک کلاسیک و انتقال حرارت به دست آمد. همچنین ماکزیمم کار خروجی و راندمان حرارتی متناظر با آن به دست آمد. تاثیر پارامترهای انتقال حرارت و ثابت‌های احتراق، نسبت قطع پاشش و دمای هوای ورودی روی کار خروجی خالص در برابر مشخصات راندمان و ماکزیمم کار و راندمان متناظر در ماکزیمم کار بررسی شدند. اتلاف حرارت از طریق دیواره سیلندر، تنها در طول احتراق فرض می‌شود و متناسب با متوسط دمای سیال کاری و دیواره سیلندر می‌باشد. نتایج نشان می‌دهند که کار خروجی خالص در برابر مشخصات راندمان و تغییرات ماکزیمم کار خروجی خالص و راندمان متناظر به شدت تحت تاثیر انتقال حرارت می‌باشد. انتقال حرارت بیشتر به دیواره‌های محفظه احتراق دما و فشار اوج و همچنین کار در هر سیکل را کاهش می‌دهد. این مطالعه راهنمای مناسبی برای ارزیابی عملکرد و بهبود موتورهای دیزل واقعی است (Ge et al., 2008a). تحقیق دیگری آنالیز سیکل دیزل را با در نظر گرفتن اثر انتقال حرارت و احتراق، نسبت تراکم و نسبت قطع پاشش انجام داد. در این مطالعه محفظه احتراق از مواد سرامیکی که هدایت گرمایی پایینی دارد، ساخته شده است.

هدف این بررسی تعیین اثرات پارامترهای ذکر شده روی کار خالص خروجی و راندمان حرارتی است (Chen and He, 2006).

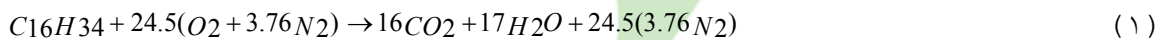
## مواد و روش ها

شکل (۱) مدل سیکل استاندارد سوخت و هوای دیزل را نشان می‌دهد. مرحله ۱-۲S یک فرآیند تراکم آدیاباتیکی برگشت پذیر است. مرحله ۲-۳ افزایش حرارت هم فشار و مرحله ۳-۴S یک فرآیند انبساط آدیاباتیکی برگشت پذیر می‌باشد. مرحله ۴-۱ فرآیند آدیاباتیکی برگشت ناپذیر است که برگشت ناپذیری داخلی در فرآیند تراکم واقعی را در نظر گرفته است. مرحله ۱-۲S یک فرآیند تراکم آدیاباتیکی برگشت پذیر می‌باشد. مرحله ۲-۳ افزایش حرارت هم فشار و مرحله ۳-۴S یک فرآیند انبساط آدیاباتیکی برگشت پذیر می‌باشد. مرحله ۴-۱ فرآیند آدیاباتیکی برگشت ناپذیر است که برگشت ناپذیری داخلی در فرآیند انبساط واقعی را در نظر گرفته است و مرحله ۱-۴S گرمای از دست داده شده فرآیند هم حجم می‌باشد.



شکل (۱) : نمودار دما- آنترروپی سیکل دیزل

در تحلیل چرخه دیزل از سوخت هگزادکان برای احتراق با هوای نظری ۱۰۰٪ در محفظه سیلندر موتور استفاده شد. واکنش سوختن هگزادکان با هوا به صورت زیر می‌باشد. کلیه واحدها در جدول ۲ آمده است (Willard W, 2005):



ظرفیت گرمایی ویژه هوا در حجم ثابت و فشار ثابت به ترتیب از معادلات (۲) و (۳) به دست می‌آیند (Ge et al., 2008b):

$$C_{va} = 2.506 \times 10^{-11} T^2 + 1.454 \times 10^{-7} T^{1.5} - 4.246 \times 10^{-7} T + 3.162 \times 10^{-5} T^{0.5} - 1.512 \times 10^4 T^{-1.5} \quad (2)$$

$$+ 3.063 \times 10^5 T^{-2} - 2.212 \times 10^7 T^{-3} + 1.0433$$

$$C_{pa} = C_{va} + R_{ga} \quad (3)$$

$$R_{ga} = 0.287 \text{ KJ / Kg.K}$$



ظرفیت گرمایی ویژه سوخت (هگزادکان) در فشار ثابت و حجم ثابت به ترتیب از معادلات (۴) و (۵) به دست می‌آیند (Ryder et al., 2010):

$$C_{ph} = \frac{C_0}{C_8} T^{C_1} + \frac{C_2}{C_8} \frac{\left(\frac{C_3}{T}\right)^2 \exp\left(\frac{C_3}{T}\right)}{\left[1 - \exp\left(\frac{C_3}{T}\right)\right]} + \frac{C_4}{C_8} \frac{\left(\frac{C_5}{T}\right)^2 \exp\left(\frac{C_5}{T}\right)}{\left[1 - \exp\left(\frac{C_5}{T}\right)\right]} + \frac{C_6}{C_8} \frac{\left(\frac{C_7}{T}\right)^2 \exp\left(\frac{C_7}{T}\right)}{\left[1 - \exp\left(\frac{C_7}{T}\right)\right]} \quad (4)$$

$$C_{vh} = C_{ph} + Rgh \quad (5)$$

$$Rgh = 0.0367 KJ/Kg.K$$

ثابت گاز برای مخلوط سوخت (هگزادکان) و هوا از رابطه (۶) و جرم مخلوط سوخت و هوا از رابطه (۷) محاسبه می‌شود (Abu-Nada et al., 2007):

$$R_{mix} = \frac{R_u}{M_{mix}} \quad (6)$$

$$R_u = 8.314 KJ/Kg.K$$

$$M_{mix} = y_a M_a + y_f M_f \quad (7)$$

( $M_{mix}$ ) مجموع جرم سوخت و هوا، ( $M_a$ ) جرم هوا و ( $M_f$ ) جرم سوخت در طی واکنش استوکیومتریک سوختن می‌باشند و

ضرایب  $y_a$  و  $y_f$  به ترتیب از معادلات زیر به دست می‌آیند (Abu-Nada et al., 2007):

$$y_f = \frac{1}{1 + 4.76(a_s/\Phi)}$$

$$\Phi = \frac{(AF)_s}{m_a/m_f} \quad (8)$$

$$y_a = 1 - y_f \quad (9)$$

در رابطه (۸)، ( $m_a$ ) دبی هوای ورودی به موتور و ( $m_f$ ) دبی سوخت ورودی به موتور و ( $a_s$ ) تعداد مول‌های استوکیومتری هوا در معادله (۹) و ( $\Phi$ ) نسبت هم‌ارزی واکنش سوختن هوا و هگزادکان می‌باشد.

با استفاده از روابط (۶) تا (۹) مقدار ثابت گاز برای مخلوط سوخت (هگزادکان) و هوا داریم:

$$R_{mix} = \frac{0.0367(m_a + 7.8m_f)}{(m_a + m_f)} \quad (10)$$

برای پیدا کردن ظرفیت گرمایی مخلوط سوخت (هگزادکان) و هوا در حجم ثابت از رابطه (۱۱) استفاده می‌شود (Abu-Nada et al., 2007):

$$C_{vmix} = \frac{m_a C_{va} + m_f C_{vf}}{m_a + m_f} \quad (11)$$



با جایگذاری در معادله (۱۱) برای ظرفیت گرمایی مخلوط سوخت (هگزادکان) و هوا در حجم ثابت داریم:

$$C_{vmix} = m_a(3.162 \times 10^{-5} T^{0.5} - 1.512 \times 10^{-4} T^{-1.5} + 3.063 \times 10^{-5} T^{-2} + 3.162 \times 10^{-5} T^{0.5} - 1.512 \times 10^{-4} T^{-1.5} + 3.063 \times 10^{-5} T^{-2} + 1.0433) / (m_a + m_f) + m_f \left( \frac{C_0 T^{C_1} + C_2 \frac{(\frac{C_3}{T})^2 \exp(\frac{C_3}{T})}{C_8}}{[1 - \exp(\frac{C_3}{T})]} + \frac{C_4 \frac{(\frac{C_5}{T})^2 \exp(\frac{C_5}{T})}{C_8}}{[1 - \exp(\frac{C_5}{T})]} + \frac{C_6 \frac{(\frac{C_7}{T})^2 \exp(\frac{C_7}{T})}{C_8}}{[1 - \exp(\frac{C_7}{T})]} - 0.0367 \right) / (m_a + m_f) \quad (12)$$

برای ظرفیت گرمایی مخلوط سوخت (هگزادکان) و هوا در فشار ثابت داریم (Abu-Nada et al., 2007):

$$C_{pmix} = C_{vmix} + R_{mix} \quad (13)$$

گرمای اضافه شده ( $Q_{in}$ ) در هر ثانیه به سیال کاری در طول مرحله ۲ ← ۳ برابر است با:

$$Q_{in} = (m_a + m_f) \int_{T_2}^{T_3} C_{pmix} dT = \left[ m_a(8.3533 \times 10^{-12} T^3 + 5.816 \times 10^{-8} T^{2.5} - 2.123 \times 10^{-7} T^2 + 2.108 \times 10^{-5} T^{1.5} + 1.106 \times 10^{-7} T^{-2} - 3.063 \times 10^{-5} T^{-1} + 3.024 \times 10^{-4} T^{-0.5} + 1.0433 T) + m_f \left( \frac{C_0 T^{C_1+1}}{C_8(C_1+1)} + (C_2 \times C_3) / (C_8(\exp(C_3/T) - 1)) + (C_4 \times C_5) / (C_8(\exp(C_5/T) - 1)) + (C_6 \times C_7) / (C_8(\exp(C_7/T) - 0.0367 T)) + 0.0367(m_a + 7.8 m_f) \right) \right]_{T_2}^{T_3} \quad (14)$$

گرمای خارج شده ( $Q_{out}$ ) در هر ثانیه از سیال کاری در طول مرحله ۴ ← ۱ برابر است با:

$$Q_{out} = (m_a + m_f) \int_{T_1}^{T_4} C_{vmix} dT \quad (15)$$

$T_1$  دمای سیال کاری در ابتدای فرآیند تراکم آدیاباتیک برگشت ناپذیر،  $T_2$  دمای سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیاباتیک

برگشت ناپذیر،  $T_3$  دمای سیال کاری در انتهای فرآیند احتراق برگشت ناپذیر و  $T_4$  دمای سیال کاری در انتهای فرآیند انبساط آدیاباتیک

برگشت ناپذیر می‌باشد. برای دو فرآیند آدیاباتیک ۱ ← ۲ و ۳ ← ۴ راندمان های تراکم ( $\eta_c$ ) و انبساط ( $\eta_e$ ) به صورت زیر می‌باشد

(Ge et al., 2008b)

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (16)$$

$$\eta_e = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} \quad (17)$$



$T_{2s}$  دمای سیال کاری در انتهای فرآیند تراکم آدیاباتیکی برگشت پذیر و  $T_{4s}$  دمای سیال کاری در انتهای فرآیند انبساط آدیاباتیکی برگشت پذیر هستند.

نسبت تراکم ( $r_c$ ) و نسبت قطع پاشش سوخت ( $r_e$ ) به صورت زیر تعریف می‌شوند (Ge et al., 2008b):

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (18)$$

$$r_e = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (19)$$

از معادله زیر برای پیدا کردن  $T_{2s}$  استفاده می‌شود (Ge et al., 2008b):

$$C_{vmix} \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) - R_{gmix} \ln\left(\frac{T_{2s} + \eta_c T_1 - T_1}{T_{2s} \eta_c}\right) = R_{gmix} \ln r_c \quad (20)$$

معادله فرآیند آدیاباتیکی برگشت پذیر  $3 \leftarrow 4s$  به شرح زیر می‌باشد که  $T_{4s}$  از این رابطه محاسبه می‌گردد (Ge et al., 2008b):

$$C_{vmix} \ln\left(\frac{T_{4s}}{T_3}\right) - R_{gmix} \ln(r_e) = -R_{gmix} \ln r_c \quad (21)$$

اتلاف اصطکاکی پیستون ( $f_\mu$ ) بر حسب N عبارت است از (Ge et al., 2008b):

$$f_\mu = \mu \bar{v} = \mu \frac{dx}{dt} \quad (22)$$

$\mu$  ضریب اصطکاک و واحد آن  $N.s.m^{-1}$  است که اتلاف کلی را در نظر می‌گیرد و  $x$  تغییر مکان پیستون و واحد آن  $m$  می‌باشد. در

نتیجه توان اتلافی ( $P_\mu$ ) بر حسب Kw برابر است با (Ge et al., 2008b):

$$P_\mu = \frac{dw_\mu}{dt} = \mu \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = \mu \bar{v}^2 \quad (23)$$

سرعت متوسط پیستون ( $\bar{v}$ ) بر حسب  $m.s^{-1}$  برابر است با (Ge et al., 2008b):

$$\bar{v} = 4LN \quad (24)$$

کورس پیستون ( $L$ ) بر حسب  $m$  می‌باشد و  $N$  تعداد سیکل موتور ( $cycles.s^{-1}$ ) است.

بنابراین توان خروجی ( $P_{di}$ ) بر حسب Kw برابر است با (Ge et al., 2008b):

$$P_{di} = Q_{in} - Q_{out} - P_\mu \quad (25)$$

برای مدل سیکل دیزل ایده ال هیچ اتلاف انتقال گرمایی وجود ندارد. در صورتی که برای سیکل دیزل واقعی برگشت ناپذیری، انتقال گرما بین سیال کاری و دیواره سیلندر قابل چشم پوشی نمی‌باشد. می‌توان فرض کرد که دمای دیواره ثابت و اتلاف انتقال حرارت از طریق دیواره سیلندر (اتلاف نشت گرما) متناسب با متوسط دمای سیال کاری و دیواره سیلندر باشد. اگر گرمای آزاد شده توسط احتراق



در هر ثانیه  $A_1$  و ضریب انتقال حرارت دیواره سیلندر  $B_1$  باشد، گرمای اضافه شده به سیال کاری در هر ثانیه توسط احتراق مطابق رابطه خطی زیر می‌باشد (Ge et al., 2008b):

$$Q_{in} = A_1 - MB_1 \left( \frac{T_2 + T_3}{2} - T_0 \right) \quad (26)$$

از معادله (۲۶) می‌توانیم مشاهده کنیم که  $Q_{in}$  شامل دو قسمت می‌باشد: قسمت اول  $A_1$ ، گرمای آزاد شده توسط احتراق در هر ثانیه و قسمت دوم اتلاف نشت گرما ( $Q_{leak}$ ) در هر ثانیه که به شرح زیر است (Ge et al., 2008b):

$$Q_{leak} = MB(T_2 + T_3 - 2T_0) \quad (27)$$

$$B = B_1 / 2$$

واحد  $A_1$ ، KW،  $B_1$  و  $KJ/kg.K$  است. و راندمان حرارتی ( $\eta_{di}$ ) سیکل به شرح زیر می‌باشد (Ge et al., 2008b):

$$\eta_{di} = \frac{P_{di}}{Q_{in} + Q_{leak}} = \frac{Q_{in} - Q_{out} - P_{\mu}}{Q_{in} + Q_{leak}} \quad (28)$$

جدول (۱) ضرایب ثابت کلیه معادلات مدل سیکل استاندارد سوخت و هوای دیزل را مشخص می‌کند.

جدول (۱): ضرایب ثابت کلیه معادلات مدل استاندارد سوخت و هوای دیزل (Ryder et al., 2010):

ضرایب	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$	$C_7$	$C_8$
مقدار	۳۲/۴	۰/۰۲	۴۱۸/۷	۱۳۲۷/۷	۲۳۵/۷	۱۷۸/۰۵۳	۳۳۵/۵۷	۲۵۸۵/۷۴	۳۶۰۴/۷

## بحث و نتایج

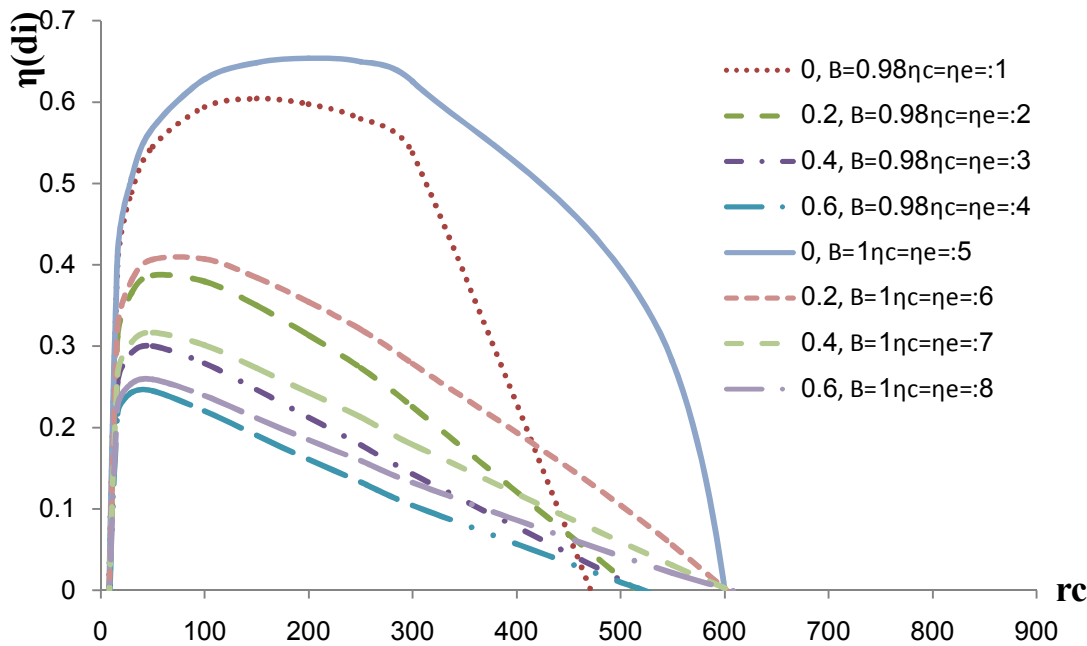
فرمول‌های به دست آمده در بالا و همچنین ثابت‌ها و دامنه پارامترهایی که در ذیل آمده است، در رسم شکل‌های زیر به کار می‌روند:

$$T_0=300K, T_1=350K, T_3=2200K, N=30cycles/s, m_a=0.39027Kg/s, m_f=0.012417Kg/s$$

شکل (۲) اثر برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف انتقال حرارت بر راندمان حرارتی را بررسی می‌کند، مشاهده می‌کنیم به ازای  $\Phi=12.9$  در حالت (۱) نسبت به (۴) و حالت (۲) نسبت به (۶) و حالت (۳) نسبت به (۷) و حالت (۴) نسبت به (۸) به ازای ۲ درصد افزایش در مقادیر  $\eta_c$  و  $\eta_e$  ماکزیمم راندمان حرارتی به ترتیب ۷/۵، ۴/۹۱، ۵/۰۶ و ۵/۷۹ درصد افزایش می‌یابد. در حالت (۱) نسبت به (۲) مشاهده می‌شود به ازای افزایش ضریب انتقال حرارت به اندازهی  $0.72 \text{ KJ/kg.K}$  راندمان حرارتی  $35/92$  درصد کاهش و در حالت (۱) نسبت به (۳) با افزایش ضریب انتقال حرارت به اندازهی  $0.04 \text{ KJ/kg.K}$   $50/33$  درصد کاهش و در حالت (۱) نسبت به (۳) با افزایش ضریب انتقال حرارت به اندازهی  $0.06 \text{ KJ/kg.K}$   $59/6$  درصد کاهش می‌یابد. همچنین در حالت (۵) نسبت به (۶) مشاهده می‌شود



با افزایش ضریب انتقال حرارت به اندازه‌ی  $0.2 / \text{KJ/kg.K}$  راندمان حرارتی  $37/67$  درصد کاهش و در حالت (۵) نسبت به (۷) با افزایش ضریب انتقال حرارت به اندازه‌ی  $0.4 / \text{KJ/kg.K}$ ،  $51/6$  درصد کاهش و در حالت (۵) نسبت به (۸) با افزایش ضریب انتقال حرارت به اندازه‌ی  $0.6 / \text{KJ/kg.K}$ ،  $60/33$  درصد کاهش می‌یابد.



شکل (۲): تاثیر برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف انتقال حرارت بر راندمان حرارتی در  $\mu=12.9$

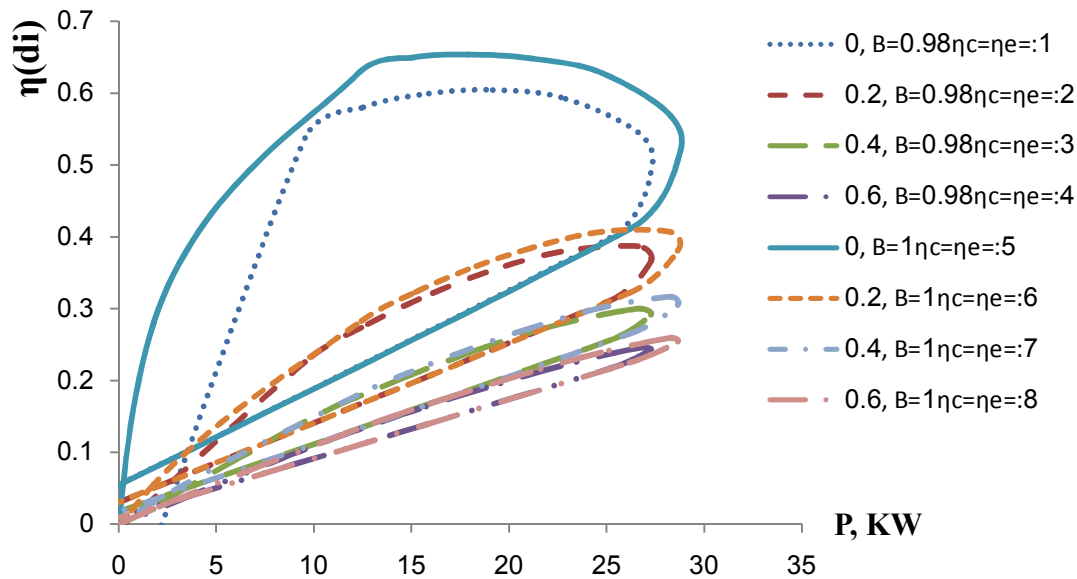
شکل (۳) اثر برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف انتقال حرارت بر رابطه متقابل توان خروجی و راندمان حرارتی بررسی شد. مشاهده می‌شود

در کلیه حالت های ۱ تا ۴ ماکزیمم توان خروجی  $27/26$  کیلووات و در کلیه حالت های ۵ تا ۸ ماکزیمم توان خروجی  $28/65$  کیلووات

می‌باشد. در نتیجه توان خروجی مستقل از افزایش ضریب انتقال حرارت می‌باشد. در کلیه حالت های ۱ تا ۴ با تغییر  $\eta_c = \eta_e = 0.98$  به

$\eta_c = \eta_e = 1$  ماکزیمم توان خروجی  $4/85$  درصد افزایش می‌یابد.





شکل (۳): اثر توان خروجی بر راندمان حرارتی در  $\mu=12.9$

### نتیجه گیری

این مقاله مدل سیکل استاندارد سوخت و هوای دیزل برگشت ناپذیر را که به مدل واقعی نزدیک‌تر است را با در نظر گرفتن رابطه غیر خطی بین گرماهای ویژه سیال کاری و دمای متناظر با آن‌ها، اتلاف اصطکاک متناظر با سرعت متوسط پیستون، برگشت ناپذیری حاصل از راندمان‌های تراکم و انبساط و اتلاف انتقال حرارت پیشنهاد می‌نماید. روابط بهینه بین توان خروجی و نسبت تراکم، راندمان حرارتی و نسبت تراکم و همچنین رابطه بهینه بین توان خروجی و راندمان حرارتی سیکل به دست آمده است. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر برگشت ناپذیری داخلی و اتلاف اصطکاکی مقدار توان خروجی و راندمان حرارتی تغییر می‌کند. ماکزیمم توان خروجی ۲۸/۶۵ کیلو وات در  $\eta_c = \eta_e = 1$  است. توان خروجی مستقل از اتلاف حرارتی می‌باشد و با افزایش ضریب انتقال حرارت، راندمان حرارتی کاهش می‌یابد. این نتایج می‌تواند راهنمای مناسب برای ارزیابی عملکرد موتورهایی با سیکل واقعی باشد.

جدول (۲): واحدهای اندازه گیری

واحد اندازه گیری	تعریف	علامت اختصاری
KJ	گرمای اضافه شده در هر ثانیه به سیال کاری	$Q_{in}$
KJ	گرمای خارج شده در هر ثانیه از سیال کاری	$Q_{out}$
$\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$	ظرفیت گرمایی هوا در حجم ثابت	$C_{va}$
$\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$	ظرفیت گرمایی هوا در فشار ثابت	$C_{pa}$
$\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$	ظرفیت گرمایی سوخت (هگزادکان) در حجم ثابت	$C_{vh}$
$\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$	ظرفیت گرمایی سوخت (هگزادکان) در فشار ثابت	$C_{ph}$
$\frac{Kg}{Kg}$	جرم مخلوط سوخت و هوا	$M_{mix}$
$\frac{Kg}{Kg}$	جرم هوا	$M_a$
$\frac{Kg}{Kg}$	جرم سوخت	$M_f$
$\frac{kg}{s}$	دبی هوای ورودی به موتور	$m_a$
$\frac{kg}{s}$	دبی سوخت ورودی به موتور	$m_f$

## منابع

- 1- Bhattacharyya, S. 1999. Optimizing an irreversible Diesel cycle-fine tuning of compression ratio and cut-off ratio: Energy Conversion and Management. 41: 847-854.
- 2- Zhao, Y., and J. Chen. 2007. An irreversible heat engine model including three typical thermodynamic cycles and their optimum performance analysis: International Journal of thermal Sciences. 46: 605-613.

- 3- Ge, Y., L. Chen, and F. Sun. 2009. Finite time thermodynamic and analysis for an irreversible Dual cycle: Mathematical and computer modeling. 50: 101-108.
- 4- Ge, Y., L. Chen, and F. Sun. 2008a. Finite time thermodynamic and analysis for an irreversible Otto cycle: Applied Energy. 85: 618-624.
- 5- Chen, J., Y. Zhao, and J. He, 2006. Optimization criteria for the important parameters of an irreversible Otto heat engine: Applied Energy. 83: 228-238.
- 6- Willard, W., Pulkrabek. 2005. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine: University of Wisconsin.
- 7- Ge, Y., L. Chen, and F. Sun. 2008b. Finite-time thermodynamic modeling and analysis of an irreversible diesel cycle: Journal of Automobile Engineering. 887- 894.
- 8- Ryder, R., R.C. Hendricks, M.L. Huber, and D.T. Shouse. 2010. Computational Analysis of Dynamic SPK (S8)-JP-8 Fueled Combustor-Sector Performance: NASA Glenn research Center. ISROMAC 13-2010-61.
- 9- Abu-Nada, E., I. Al-Hinti, B. Akash, and A. Al-Sarkhi. 2007. Thermodynamic analysis of spark-ignition engine using a gas mixture model for the working fluid: Energy Research, 31:1031-1046.



## Effects of internal irreversibility, heat losses and friction on the performance of diesel air and fuel cycle

M. Abdolahi<sup>1</sup>, S.R Mousavi Seyedi\*<sup>2</sup>, D. Kalantari<sup>3</sup>

1, 2, 3: Dep. of Mechanics of Agr. Machinery Engineering, Sari Agricultural and Natural Resource

Corresponding Author Email: [mousavi22@yahoo.com](mailto:mousavi22@yahoo.com)

### Abstract

Air standard Diesel cycle model is a good approximation in determining of performance parameters for diesel engines, but much effects of fuel participate in combustion reaction of fuel- air ratio that have large impact on performance parameters are ignored. Using standard cycle diesel fuel and air, can examine the factors affecting on performance parameters more broadly. In this analysis, non-linear relationship between the specific heat of the working fluid and their corresponding temperatures, corresponding frictional dissipation with the average speed of the piston, irreversibility of the compression and expansion efficiencies are considered. Optimum relation between power output and the compression ratio is obtained. Effects of internal irreversibility, heat losses and friction on the performance of cycle are investigated. The results show that by increasing the internal irreversibility and friction loss, power output and thermal efficiency decreases. And heat transfer loss does not have effect on output power. Also increasing the heat transfer loss decreases the thermal efficiency.

**Keywords:** finite time thermodynamic, diesel cycle, equivalence ratio, cut off fuel, specific heats capacity