

تأثیر زمان پاشش بر آنالیز انرژی و اکسرژی یک موتور دیزل با سوخت بیودیزل

امین فرهادی^۱ - سجاد رستمی^{۲*} - برات قبادیان^۳ - شاهین بشارتی^۴

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۶/۳۰

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۰/۲۱

چکیده

در سال‌های اخیر، روش تجزیه و تحلیل اکسرژی به‌طور گسترده در طراحی، شبیه‌سازی و ارزیابی عملکرد انواع مختلف موتورهای برای شناسایی تلفات و محاسبه بازده استفاده شده است. از طرفی، بیودیزل خود را به‌عنوان یک سوخت جایگزین مناسب در موتور دیزل معرفی کرده است. در این مطالعه با توجه به قوانین اول و دوم ترمودینامیک به بررسی کیفیت و کمیت انرژی در موتور دیزل OM314 با مخلوط سوخت‌های دیزل و بیودیزل B20 در زمان‌های پاشش ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا پرداخته شده است. با جلو انداختن زمان پاشش، افزایش دمای بیشینه سیلندر و با عقب انداختن زمان پاشش کاهش در فشار بیشینه درون سیلندر مشاهده گردید. با جلو انداختن زمان پاشش پارامترهای کاردهی تلف شده به‌واسطه انتقال گرما، کاردهی اندیکاتور، بازدهی انرژی و اکسرژی افزایش و با عقب انداختن زمان پاشش بازده انرژی و اکسرژی کاهش یافت. همچنین تأثیر سرعت‌های مختلف موتور بر پارامترهای قابلیت کاردهی یا اکسرژی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج این تحقیق نشان داد که پارامترهای قابلیت کاردهی در سوخت دیزل به‌خاطر اکسرژی شیمیایی بالاتر سوخت دیزل تا حدودی از سوخت B20 بیشتر می‌باشند. با افزایش سرعت موتور در زمان پاشش ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا قابلیت کاردهی کل افزایش و کاردهی تلف شده به‌واسطه انتقال گرما در ۱۶۰۰ دور بر دقیقه کاهش و در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه افزایش یافت.

واژه‌های کلیدی: اکسرژی، انرژی، بیودیزل، زمان پاشش

مقدمه

امروزه کاهش منابع فسیلی و معایب پیشروی استفاده از این سوخت‌ها و سیاست کشورهای دارای منابع سوخت‌های فسیلی در وابسته نگه‌داشتن کشورهای مصرف‌کننده‌ی این سوخت‌ها به خود، بشر را بر آن داشت تا به دنبال سوخت جایگزین سوخت دیزل باشد. موتور دیزل بدون نیاز به تغییرات اساسی، به‌جز تنظیمات مختصر در میزان سوخت پاشیده شده در افشانه و مدت زمان پاشش سوخت، قادر به کار با سوخت بیودیزل می‌باشد، اما از آن‌جا که استفاده از بیودیزل خالص در موتور مشکلاتی را به دنبال دارد، سوخت بیودیزل را با نسبت‌هایی مختلف با سوخت دیزل ترکیب می‌کنند (Awad et al.,

2013). همانطور که اشاره شده استفاده‌ی بیودیزل در موتور دیزل به تغییرات اساسی نیاز ندارد، اما به‌خاطر وجود تفاوت‌هایی از قبیل گرانی^۵، نقطه‌ی اشتعال^۶، عدد ستان^۷ و غیره، با سوخت دیزل تحقیقات مختلفی برای بهینه‌سازی زمان پاشش سوخت صورت گرفته است (Graboski and McCormick, 1998).

در تحقیقی تأثیر زمان پاشش بر انتشار NO_x و مصرف سوخت ویژه ترمزی^۸ BSFC^۸ در یک موتور دیزل پاشش غیرمستقیم با استفاده از سوخت دیزل مطالعه گردید. با جلو انداختن زمان پاشش، افزایش ۱۵ درصدی NO_x و با عقب انداختن زمان پاشش کاهش در میزان آلاینده‌ها و سوخت مصرفی در مقایسه با حالت اصلی مشاهده شد (Parlak et al., 2005). در یک تحقیق آزمایشگاهی به‌منظور تعیین زمان بهینه پاشش برای یک موتور دیزل با سوخت بیودیزل مشخص شد که اوج فشار سیلندر با عقب انداختن زمان پاشش کاهش می‌یابد (Kegl, 2006). احتراق بیودیزل حاصل از میکروجلیک^۹ در یک موتور دیزل پاشش غیرمستقیم مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد،

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد

۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد

*- نویسنده مسئول: (Email: Rostami.sajad@yahoo.com)

۳- استاد گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس

۴- مربی گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم دانشکده کشاورزی دانشگاه شهرکرد

DOI: 10.22067/jam.v7i1.50058

5- Viscosity

6- Flash point

7- Cetane number

8- Brake specific fuel consumption

9- Microalgae

نتایج حاکی از آن بود که در سرعت بالا و حالت پربار، انرژی گاز خروجی بزرگ‌تر از انرژی آب خنک‌کننده است و بازده اکسرژی گاز خروجی در ناحیه بار و سرعت بالا، بیشتر می‌باشد. ضمن اینکه بهره‌وری سوخت موتور بنزینی می‌تواند از طریق بازیابی و بهبود اتلاف گرما تا ۲۰ درصد ارتقاء یابد (Fu et al., 2013).

کاربرد قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای آنالیز کمی و کیفی انرژی، در یک موتور دیزل چهار سیلندر پاشش مستقیم و با استفاده از سوخت دیزل و بیودیزل مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که مقادیر عملکرد انرژی و اکسرژی فعال برای سوخت بیودیزل با سوخت شماره ۵ دیزل مشابه است و مهم‌ترین عامل ناکارآمدی سیستم، تخریب اکسرژی از طریق فرآیندهای برگشت‌ناپذیری می‌باشد که بیشتر در فرآیند احتراق دیده می‌شود (Sekmen and Yilba i, 2011).

بررسی‌های انجام شده بیانگر این موضوع است که با وجود اهمیت پیدا کردن تجزیه و تحلیل اکسرژی در موتورهای دیزل، ولی تاکنون مطالعه‌ای در مورد بررسی تأثیر زمان پاشش بر اکسرژی یک موتور دیزل انجام نشده است. لذا، هدف این تحقیق بررسی و آنالیز انرژی و اکسرژی موتور دیزل با مخلوط سوخت‌های دیزل و بیودیزل (B20) در زمان‌های پاشش ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا می‌باشد.

مواد و روش‌ها

موتور مورد مطالعه در این تحقیق یک موتور دیزل پاشش مستقیم مدل OM314 ساخت شرکت Edem تبریز می‌باشد. این موتور مجهز به یک پمپ انژکتور ردیفی ساخت کارخانه بوش آلمان است. کارخانه سازنده زمان پاشش استاتیکی این موتور را در حالت استاندارد ۱۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا تنظیم کرده بود. مشخصات این موتور در جدول ۱ نشان داده شده است. بیودیزل استفاده شده در این تحقیق متیل استر روغن گیاهی سویا بود که در آزمایشگاه تولید بیودیزل دانشکده کشاورزی دانشگاه تربیت مدرس تولید شد و سوخت دیزل استفاده شده، سوخت متداول در ایران (دیزل شماره ۲) می‌باشد. برخی از خواص مهم سوخت‌های دیزل و بیودیزل استفاده شده به همراه استانداردهای این سوخت‌ها و حدود مجاز در جدول ۲ ارائه شده است.

اصول نظری

اکسرژی یک سیستم

اکسرژی یک خاصیت ترمودینامیکی از سیستم و محیط است. حداکثر کار مفیدی که سیستم در طی یک فرآیند برگشت‌پذیر از یک حالت ترمودینامیکی به حالت مرده واقعی می‌رسد (تعادل سیستم با

گشتاور موتور با ۵ درجه جلو انداختن زمان پاشش کمی افزایش و با جلو انداختن بیشتر زمان پاشش، گشتاور کاهش پیدا کرد (Haik et al., 2011).

امروزه با پیشرفت تکنولوژی و به‌خصوص کامپیوتر و با استفاده از زبان برنامه‌نویسی می‌توان اقدام به شبیه‌سازی چرخه‌های موتور نمود. این مدل‌ها بر حسب نوع، تقسیمات متنوعی دارند. از ساده‌ترین و در عین حال پرکاربردترین این مدل‌ها می‌توان به مدل‌های ترمودینامیکی اشاره داشت. در این مدل‌ها با استفاده از قانون اول ترمودینامیک و سایر معادلات حاکم به شبیه‌سازی مراحل کاری موتور از جمله مرحله احتراق پرداخته می‌شود و می‌تواند بعد از تأیید داده‌های حاصل از مدل با داده‌های تجربی، داده‌های استخراجی از مدل را به تعداد نامحدودی از شرایط عملکردی یا تعداد نامحدودی از نمونه‌های سوخت تعمیم داد که این امر موجب صرفه‌جویی در زمان و کاهش هزینه‌های آزمون‌های تجربی موتور می‌شود (Ramadhas et al., 2006). از آن‌جا که قانون اول ترمودینامیک به‌تنهایی قادر به تحلیل کامل پارامترهای مؤثر موتور نمی‌باشد و برای بررسی میزان بازدهی موتور که نیازمند مقداردهی به بازگشت‌ناپذیری‌های مربوط به فرآیندهای مختلف می‌باشد، باید آنالیز قانون دوم مورد بررسی قرار گیرد. یک پارامتر کلیدی در آنالیز قانون دوم، قابلیت کاردهی است که اکسرژی نامیده می‌شود و برخلاف انرژی می‌تواند در اثر برگشت‌ناپذیری‌های موجود در فرآیندهایی از قبیل احتراق، اصطکاک، آشفستگی و اختلاط تخریب شود (Moran et al., 2003).

در مطالعه‌ای با استفاده از یک مدل چندبعدی به آنالیز اکسرژی یک موتور دیزل در بارهای مختلف پرداخته شد. نتایج پارامترهای اکسرژی حاکی از آن بود که با افزایش بار از ۲۵ درصد به ۱۰۰ درصد بار کامل، راندمان اکسرژی در موتور تزریق هوا نسبت به موتور پایه کاهش می‌یابد (Jafarmadar and Mansoury, 2015).

در یک موتور انژکتوری به بررسی انرژی و اکسرژی تحت تأثیر زمان پاشش در نسبت‌های مختلف هم‌ارزی پرداخته شد. نتایج حاکی از آن بود که تغییر نسبت هم‌ارزی تأثیر به‌سزایی در بازگشت‌ناپذیری احتراق و قابلیت کاردهی گازهای خروجی دارد (Nemati et al., 2013). در تحقیق دیگری به تأثیر زمان پاشش و سطح چرخش گاز آگروز بر اکسرژی موتور دیزل پرداخته شد. در زمان پاشش عادی موتور و در سطح صفر EGR مشاهده شد که ۳۰ درصد از اکسرژی سوخت در فرآیند احتراق تخریب می‌شود. با عقب انداختن زمان پاشش افزایش در درصد انتقال اکسرژی از طریق جریان به همراه افزایش EGR مشاهده شد (Zheng and Caton, 2012).

در مطالعه‌ای به تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی در موتور بنزینی پرداخته شد و پتانسیل بازیابی و بهبود اتلاف حرارت و بازده اکسرژی موتور بنزینی از طریق آنالیز اکسرژی مورد ارزیابی قرار گرفت.

محیط) را اکسرژی گویند (Dincer, 2000). تحلیل اکسرژی، ترکیب قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک می‌باشد.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور دیزل OM314

Table1- Technical specifications of diesel engine OM314

مشخصات موتور Engine characteristics	مقدار Value
تعداد سیلندر Number of cylinders	4
قطر سیلندر Cylinder bore	97 mm
طول شاتون Connecting rod length	230 mm
زمان پاشش استاندارد Standard injection timing	15 BTDC
نسبت تراکم Compression ratio	17:1
حداکثر گشتاور Maximum torque	235 N.m @ 2000 rpm
حداکثر توان Maximum power	63 kW @ 2800 rpm

جدول ۲- خواص مهم سوخت‌های دیزل و بیودیزل مورد استفاده

Table 2- Important properties of used diesel and biodiesel fuels

ویژگی Property	روش Method	بیودیزل Biodiesel	دیزل Diesel	واحد Units
نقطه روشنایی Flash point	ASTM D-92	176	64	°C
گرانروی سینماتیک Kinematic viscosity	ASTM D-445	4.73	2.8	mm ² s ⁻¹
نقطه ابری شدن Cloud point	ASTM D-2500	-1	2	°C
ارزش حرارتی پایین LHV	-----	38730	42930	kJ kg ⁻¹
چگالی Gravity	----	0.88	0.845	g cm ⁻³

می‌شود (Ferguson and Kirkpatrick, 2001).

$$X_{T_{FH}} = (E - E_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (1)$$

که در آن E مجموع انرژی‌های پتانسیل و جنبشی، P₀ و T₀ فشار و دمای محیط در حالت استاندارد می‌باشند. همچنین پارامترهای E₀، V₀ و S₀ به ترتیب انرژی درونی، حجم و آنتروپی در فشار و دمای محیط می‌باشند.

حالت مرده

حالت مرده، به حالتی از ماده گفته می‌شود که در آن حالت، ماده با محیط در تعادل حرارتی، مکانیکی و شیمیایی باشد. در حالت مرده، دمای ماده برابر با دمای محیط و فشار ماده برابر فشار اتمسفر و سرعت ماده نسبت به محیط، صفر و انرژی پتانسیل آن نیز صفر است

برخلاف انرژی، اکسرژی می‌تواند در اثر برگشت‌ناپذیری‌های موجود از قبیل اصطکاک، احتراق، آشفستگی اختلاط و غیره، تخریب شود. با تحلیل اکسرژی، می‌توان میزان دقیق تلفات کارایی انرژی، محل و علت آن را به‌نحو مطلوبی پیدا و مشخص کرد. برای مشخص کردن کارایی یک سیستم، نه تنها فرآیندهای داخل سیستم، بلکه ارتباط و انتقال انرژی بین سیستم و محیط بیرون آن به جهت افت پتانسیل کار بایستی مورد توجه قرار گیرد. فقط در این صورت است که کارایی واقعی سیستم به‌دست می‌آید (Rosen, 2002). نتایج تجزیه و تحلیل اکسرژی را می‌توان برای طراحی بهینه در سیستم حرارتی مورد استفاده قرار داد.

در یک سیستم بسته، تعادل گرمایی و فشار با محیط اطراف اکسرژی ترمومکانیکی نامیده شده و به‌صورت رابطه (۱) تعریف

(Li, 1995).

خواص گاز شامل آنتالپی، انرژی داخلی و غیره با استفاده از روابط چندجمله‌ای مرتبط با دما مدل‌سازی شده‌اند. حرارت آزاد شده از احتراق به‌طور مساوی در سرتاسر سیلندر توزیع گردیده است.

محاسبه‌ی نرخ انتقال حرارت در هر گام

نرخ انتقال حرارت بین دیواره‌ی سیلندر و محیط بیرون براساس معادله‌ی انتقال حرارت جابه‌جایی نیوتن (رابطه (۵)) محاسبه می‌شود (Woschni, 1967; Ferguson and Kirkpatrick, 2001):

$$\frac{dQ_W}{d\theta} = \frac{h_g(\theta) A_{W}(\theta) [T_g(\theta) - T_W]}{N} \quad (5)$$

dQ_W ، نرخ انتقال حرارت بین دیواره‌ی سیلندر و محیط بیرون برحسب J می‌باشد. h_g ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $A_{W}(\theta)$ سطح مؤثر دیواره‌ی سیلندر برحسب مترمربع، $T_g(\theta)$ دمای گاز در محفظه‌ی احتراق، T_W دمای دیواره سیلندر برحسب کلون و N دور موتور می‌باشد.

مدل احتراق

از تابع دوگانه وایب برای محاسبه‌ی نرخ انرژی آزاد شده در مرحله‌ی احتراق استفاده گردید (Heywood, 1988):

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p} \exp\left[-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_p}\right)^{M_p + 1}\right] + 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d} \exp\left[-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_d}\right)^{M_d + 1}\right] \quad (6)$$

$$Q_t = m_f (LHV) \quad (7)$$

$$Q_p = q_p Q_i \quad (8)$$

که در روابط (۶) تا (۸)، آزادسازی حرارت در هر گام زاویه‌ای بر حسب $J \text{ deg}^{-1}$ و اندیس‌های p و d به مراحل احتراق پیش‌آمیخته و آرام برمی‌گردد. θ_d و θ_p به ترتیب مدت آزادسازی انرژی در احتراق پیش‌آمیخته و آرام برحسب زاویه میل‌لنگ و M_d و M_p به ترتیب فاکتورهای مربوط به احتراق پیش‌آمیخته و آرام می‌باشند، Q_t انرژی شیمیایی کل سوخت است که در فرآیند احتراق آزاد می‌گردد و Q_p و Q_d نیز به ترتیب آزادسازی انرژی در احتراق پیش‌آمیخته و آرام می‌باشند. LHV ارزش حرارتی پایین سوخت برحسب ژول بر کیلوگرم و q_p نیز ضریب احتراق پیش‌آمیخته می‌باشد. پارامترهای θ_p ، q_p ، θ_d و M_p برای سوخت‌ها و موتورهای مختلف متفاوت می‌باشد (Ghojel, 1982; Miyamoto et al., 1985). بنابراین برای مخلوط‌های مختلف بیودیزل و گازوئیل هر کدام از این ضرایب بسته به شرایط عملکردی موتور دارای مقدار مشخصی می‌باشند.

اکسرژی شیمیایی سوخت از رابطه (۹) محاسبه می‌شود (Moran et al., 2003):

$$\alpha_{f,hB} = LHV_B \left(\left(1.0401 + 0.01728 \frac{Y}{Z} \right) + 0.432 \left(\frac{F}{Z} \right) \right) \quad (9)$$

که در رابطه (۹) اندیس‌های Y و Z و F به ترتیب مربوط به تعداد

موازنه‌ی حالت کلی انرژی

برای یک سیستم باز با صرف‌نظر از جریان نشستی و براساس قانون اول ترمودینامیک خواهیم داشت:

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dv}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (2)$$

که در رابطه (۲)، $\frac{dQ}{dt}$ نرخ انتقال حرارت از مرز سامانه برحسب $J \text{ s}^{-1}$ کار انجام‌شده در اثر جابه‌جایی مرز سامانه برحسب J ، \dot{m}_f نرخ جریان جرمی سوخت عبوری از مرز سامانه بر حسب $kg \text{ s}^{-1}$ ، h_f آنتالپی سوخت ورودی به سامانه برحسب $\frac{J}{\text{mol}}$ و $\frac{dU}{dt}$ نرخ تغییرات انرژی کل سامانه برحسب $J \text{ s}^{-1}$ می‌باشد.

موازنه معادله‌ی اکسرژی

در سیلندر یک موتور احتراق داخلی آهنگ اکسرژی به‌صورت رابطه (۳) تعریف می‌شود (Rakopoulos and Giakoumis, 2006):

$$\frac{dA_{exci}}{dt} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot Q_j - \left(W_{cv} - P_0 \frac{dv_{cv}}{dt} \right) + \sum_{in} \dot{m}_{in} b_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} b_{out} - I \quad (3)$$

که در رابطه (۳)، $\frac{dA_{exci}}{dt}$ نرخ تغییرات انرژی در سیلندر، $\int \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot Q_j$ اکسرژی گرما برای انتقال حرارت، $\left(W_{cv} - P_0 \frac{dv_{cv}}{dt} \right)$ اکسرژی حاصل از کار موزی و $\sum_{in} \dot{m}_{in} b_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} b_{out}$ به ترتیب ترم‌های انتقال اکسرژی همراه با جرم‌های ورودی و خروجی به داخل سیلندر بوده و به‌صورت رابطه (۴) تعریف می‌شود:

$$b = h - T_0 S - \sum m_i \mu_i^0 \quad (4)$$

در رابطه‌ی (۴)، S آنتروپی گازهای داخل سیلندر، μ_i^0 مربوط به پتانسیل شیمیایی گونه i و اندیس صفر مربوط به شرایط محیط است. در رابطه (۳) همچنین I آهنگ تولید برگشت‌ناپذیری در داخل سیلندر موتور به خاطر احتراق، اختلاط، انتقال گرما و غیره می‌باشد.

مدل‌سازی موتورهای احتراق تراکمی

به‌منظور شبیه‌سازی موتور دیزل از مدلی استفاده شد که قادر به توصیف مراحل تراکم، تأخیر در اشتعال، احتراق و انبساط می‌باشد. فرضیات در نظر گرفته شده در حین محاسبات صورت گرفته عبارتند از:

دما، فشار و ترکیبات داخل محفظه‌ی احتراق همگون هستند و تفاوتی بین محتویات درون سیلندر شامل گازهای سوخته و نسوخته نمی‌باشد.

سیال در نظر گرفته شده یک گاز ایده‌آل می‌باشد.

مدل توسعه یافته تولید آنتروپی کل را با توجه به مقدار کار اتلافی کل به صورت رابطه (۱۹) محاسبه می‌کند:

$$S_{gen} = (S_{out} - S_{in}) + \frac{Q_W}{T_0} + \frac{I}{T_0} \quad (19)$$

بازدهی اکسرژی نیز مطابق قانون دوم ترمودینامیک از رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود: (Sezer and Bilgin, 2013).

$$\eta_{energy} = \frac{A_W}{m_f a_{fch}} \quad (20)$$

معادلات مورد استفاده در زبان برنامه نویسی فورترن^۱ محاسبه و نتایج فشار درون سیلندر حاصل از مدل با داده‌های فشار حاصل از آزمون تجربی موتور OM314 برای زمان‌های پاشش مورد بررسی و برای سوخت بیودیزل مورد صحت‌سنجی قرار گرفت.

نتایج و بحث

برای صحت‌سنجی مدل قیاسی بین داده‌های فشار حاصل از آزمایشات تجربی در زمان پاشش ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا و داده‌های حاصل از مدل صورت گرفت که در شکل ۱ نشان داده شده است. این نتایج برای زمان‌های پاشش ۱۵ و ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا صدق می‌کند. با توجه به شکل ۱ مشاهده می‌شود که تطابق خوبی بین داده‌های حاصل از آزمون موتور و داده‌های تجربی وجود دارد. نظر به شکل ۲ در زمان پاشش ۱۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا بیشینه‌ی فشار درون سیلندر نسبت به زمان پاشش استاندارد کاهش یافته است. دلیل این امر این است که با عقب افتادن زمان پاشش به درون سیلندر شروع احتراق بعد از نقطه‌ی مرگ بالا اتفاق می‌افتد و زمان کافی برای آزاد شدن انرژی وجود نداشته و به دنبال آن افت فشار در این زمان پاشش مشاهده می‌شود (Bari et al., 2004). همچنین با جلو انداختن زمان پاشش، زمان کافی برای ایجاد یک مخلوط ایده‌آل جهت احتراق به وجود می‌آید. این امر موجب افزایش نرخ آزادسازی حرارت در اولین فاز احتراق و افزایش فشار بیشینه‌ی سیلندر در نزدیکی نقطه‌ی مرگ بالا گردید (Gumus, 2010). با توجه به شکل ۱ مشاهده شد که با عقب افتادن زمان پاشش دمای درون سیلندر کاهش یافته است. دلیل این امر به دلیل تأخیر در آزادسازی گرما بوده و گرمای حاصل از سوخت زمانی آغاز می‌شود که پیستون از نقطه‌ی مرگ بالا دور شده است و افزایش دمای گازهای خروجی سیلندر در سایر تحقیقات در این زمان پاشش گزارش شده است که امری منطقی می‌باشد (Jindal, 2011). جلو انداختن زمان پاشش باعث افزایش فشار و به دنبال آن افزایش دمای درون سیلندر می‌گردد. در این حالت احتراق زودتر اتفاق افتاده و بیشتر انرژی سوخت در فاز اول احتراق آزاد می‌گردد (Bari et al., 2004).

کربن، هیدروژن و اکسیژن و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت بیودیزل می‌باشند.

موازنه اکسرژی سیلندر

برای سیلندر موتور براساس هر درجه از زاویه میل لنگ داریم:

$$\frac{dA_{cycl}}{dt} = \left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{in} b_{in} \left(\frac{cm}{d\theta}\right)_{out} b_{out} \frac{dA_W}{d\theta} \frac{dA_G}{d\theta} + \frac{dA_F}{d\theta} \frac{dI}{d\theta} \quad (10)$$

در رابطه (۱۰)، $\left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{in} b_{in}$ و $\left(\frac{dm}{d\theta}\right)_{out} b_{out}$ به ترتیب نرخ جریان ورودی و خروجی از سیلندر می‌باشد.

$\frac{dA_W}{d\theta}$ نیز قابلیت کاردهی اندیکاتور است که از رابطه‌ی (۱۱) محاسبه می‌شود:

$$\frac{dA_W}{d\theta} = (P_{CYCL} - P_0) \frac{dV}{d\theta} \quad (11)$$

همچنین در رابطه (۱۰)، $\frac{dA_G}{d\theta}$ نرخ قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما به دیواره‌های سیلندر برحسب درجه میل لنگ بوده و از رابطه‌ی (۱۲) محاسبه می‌شود:

$$\frac{dA_G}{d\theta} = \frac{dQ_W}{d\theta} \left(1 - \frac{T_0}{T_{CYCL}}\right) \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)، T_{CYCL} دمای لحظه‌ای دیواره‌ی سیلندر و $\frac{dQ_W}{d\theta}$ نرخ گرمای انتقال یافته می‌باشد.

در رابطه (۱۰) همچنین $\frac{dA_F}{d\theta}$ بیانگر نرخ قابلیت کاردهی سوخت سوخته شده برحسب درجه میل لنگ است که توسط رابطه‌ی (۱۳) محاسبه می‌گردد:

$$\frac{dA_F}{d\theta} = \left(\frac{dm_B}{d\theta} a_{chB}\right) \quad (13)$$

و در نهایت $\frac{dI}{d\theta}$ در رابطه (۱۰) بیانگر نرخ بازگشت ناپذیری در سیلندر بوده و مطابق روابط (۱۴) تا (۱۷) محاسبه می‌گردد:

$$\frac{dI}{d\theta} = -\frac{T_0}{T_{CYCL}} \left(\sum_i \mu_i \frac{dm_i}{d\theta} + \mu_{fB} \frac{dm_{fB}}{d\theta}\right) \quad (14)$$

$$\mu_i = g_i(T, P_i) \quad (15)$$

$$\mu_{fB} = a_{chB} \quad (16)$$

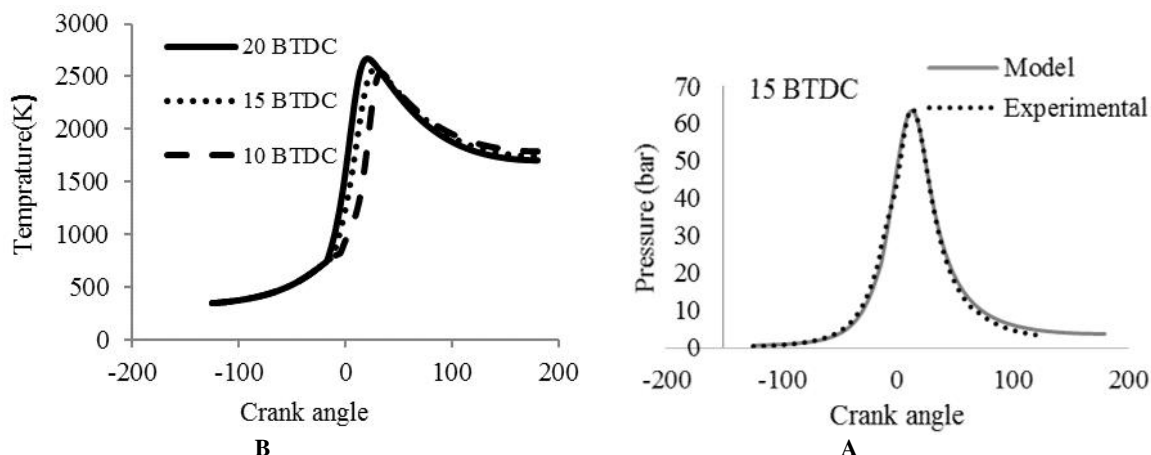
$$g_i(T, P_i) = g_i(T, x_i P) - h_i - T s_i(T, x_i P) - h_i(T) - T \left[s_i(T, P_i) - P_i \ln\left(\frac{x_i P}{P_0}\right) \right] \quad (17)$$

در روابط (۱۴) تا (۱۷)، μ_i و μ_{fB} به ترتیب پتانسیل شیمیایی گازهای موجود و سوخت بیودیزل، X_i ، g_i و s_i نیز به ترتیب کسر مولی گونه i ام، انرژی گیبس و آنتروپی گونه‌های موجود هستند.

در یک سیستم بسته، تعادل گرمایی و فشار با محیط اطراف اکسرژی ترمومکانیکی نامیده شده و به صورت رابطه (۱۸) تعریف می‌شود (Ferguson and Kirkpatrick, 2001).

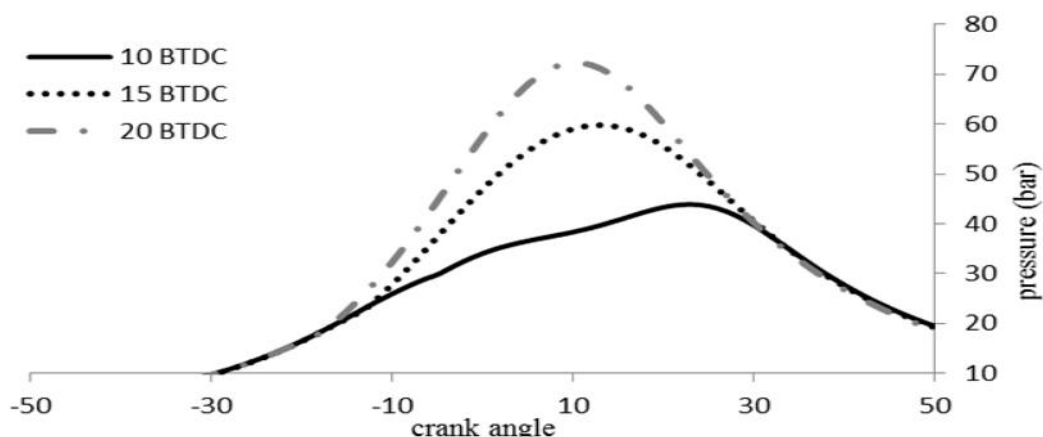
$$X_{T,P} = (E - E_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (18)$$

در رابطه (۱۸)، E مجموع انرژی‌های درونی، پتانسیل و جنبشی، P_0 و T_0 فشار و دمای محیط در حالت استاندارد می‌باشند. همچنین پارامترهای E_0 ، V_0 و S_0 به ترتیب انرژی‌های درونی، پتانسیل و جنبشی، حجم و آنتروپی در فشار و دمای محیط می‌باشند.



شکل ۱- A: پیش‌بینی فشار در زمان پاشش ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا، B: دمای درون سیلندر در زمان‌های مختلف پاشش برای سوخت B20

Fig.1. A: The prediction of in-cylinder pressure injection timing 15 BTDC, B: Temperature at different injection timings for B20 fuel



شکل ۲- تأثیر زمان پاشش سوخت بر بیشینه فشار درون سیلندر

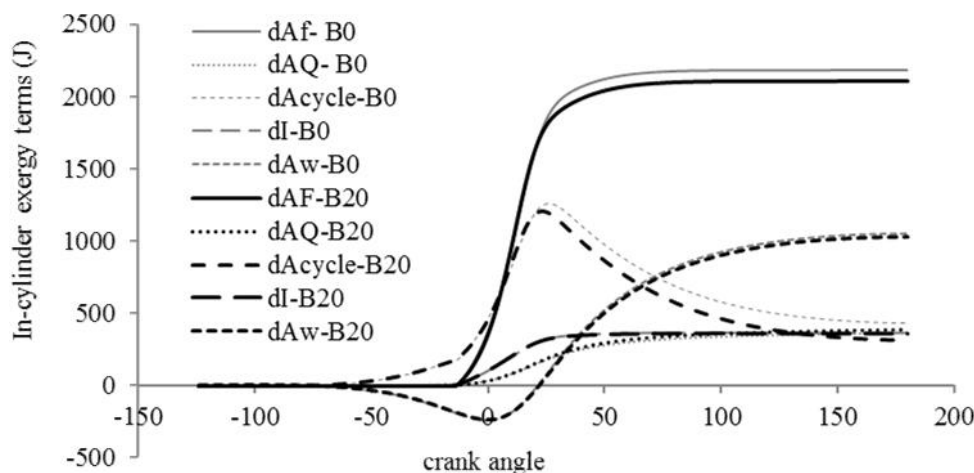
Fig. 2. The effect of fuel injection timing on the maximum of in-cylinder pressure

قابلیت کاردهی نیز کاهش دیده می‌شود و از طرفی نرخ تغییرات آن نیز منفی می‌شود (شیب مماس بر نمودار) که علت آن تبدیل قابلیت کاردهی به کار انبساط می‌باشد (Rakopoulos and Giakoumis, 2006). تغییرات قابلیت کاردهی اندیکاتور (dAQ) ناشی از تغییرات فشار و حجم داخل سیلندر بوده که در مرحله‌ی تراکم و تأخیر در اشتعال به علت کار انجام شده توسط پیستون دارای مقادیر منفی و بعد از آن به علت افزایش حجم، عددی مثبت می‌شود (Canakci and Hosoz, 2006; Rakopoulos and Giakoumis, 2006). کاردهی تلف شده (dAQ) از طریق انتقال حرارت از ابتدای مرحله‌ی تراکم تا آخرین مرحله‌ی کاری موتور دارای مقداری ناچیز می‌باشد و در مرحله‌ی تأخیر در اشتعال و افزایش بیشتر درجه حرارت درون سیلندر میزان آن رو به افزایش و بعد از آن در مرحله‌ی احتراق به میزان حداکثری خود می‌رسد. بعد از اتمام احتراق و کاهش دمای درون

در شکل ۳، پارامترهای مختلف کاردهی در دو سوخت B0 (دیزل) و B20 (مخلوط ۲۰٪ بیودیزل) نشان داده شده است. با توجه به شکل ۳ قابلیت کاردهی کل (dAcyle) در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی (۱۲۰ BTDC)، به دلیل کار صورت گرفته توسط پیستون در حال افزایش می‌باشد؛ که این میزان برابر با کار اندیکاتور و کار تلف شده از طریق انتقال حرارت که با افزایش حرارت در حال افزایش است، می‌باشد. در لحظه‌ای که سوخت به درون سیلندر تزریق می‌شود و در طی زمانی که تأخیر در اشتعال رخ می‌دهد، حالت منحنی این پارامتر تغییر کرده. به عبارت دیگر نقطه عطف در منحنی قابلیت کاردهی کل مشاهده می‌شود که بعد از آغاز مرحله‌ی احتراق، سوخته شدن سوخت، باعث افزایش قابل توجهی در فشار و درجه حرارت و در نتیجه در قابلیت کاردهی کل می‌شود. در طی مرحله‌ی انبساط، زمانی که فشار و دما شروع به سقوط می‌کند در

انسباط مقادیر این پارامتر ثابت می‌ماند. با توجه به نمودارهای حاصل شده، مشاهده می‌شود که قابلیت کاردهی سوخت سوزانده شده (dAF) تا قبل از مرحله‌ی پاشش سوخت صفر بوده. با شروع مرحله پاشش سوخت قابلیت کاردهی سوخت سوزانده شده افزایش می‌یابد. این افزایش تا پایان مرحله احتراق ادامه می‌یابد. با شروع مرحله انسباط با کاهش جرم سوخت سوزانده شده، روبه رو خواهیم بود. در نتیجه میزان قابلیت کاردهی سوخت سوزانده شده این پارامتر ثابت می‌ماند.

با توجه به نمودارهای حاصل از پارامترهای قابلیت کاردهی دو سوخت B0 و B20 مشخص می‌شود که پارامترهای قابلیت کاردهی سوخت دیزل تا حدودی بیشتر از قابلیت کاردهی سوخت B20 می‌باشند. دلیل این امر ارزش حرارتی بالاتر سوخت دیزل نسبت به سوخت B20 می‌باشد. در واقع اکسرژی شیمیایی سوخت دیزل بیشتر است و همین امر باعث شده تا پارامترهای قابلیت کاردهی در سوخت دیزل بیشتر باشند (Prince et al., 2008).



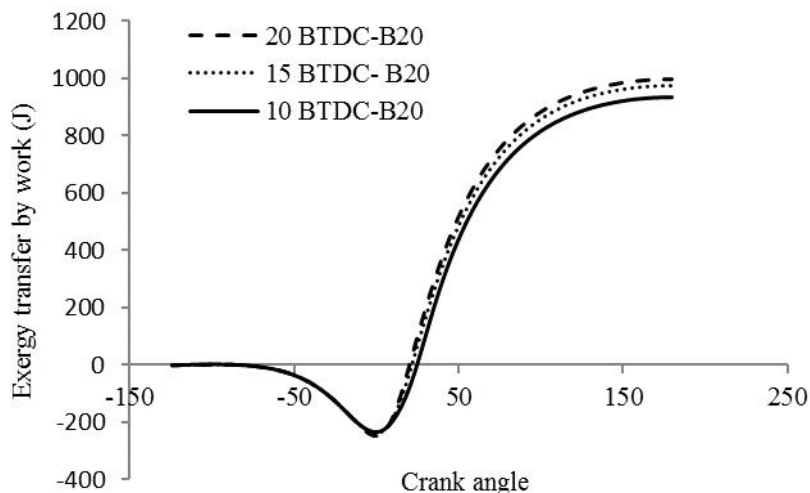
شکل ۳- تغییر پارامترهای قابلیت کاردهی با تغییرات زاویه میل لنگ در دور ۱۶۰۰ rpm و زمان پاشش ۱۵ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا در دو سوخت دیزل (B0) و مخلوط ۲۰٪ بیودیزل (B20)

Fig.3. Variation of work availability parameters versus crankshaft angle at 1600 rpm and 15 BTDC injection timing in diesel (B0) and 20% biodiesel blend (B20)

کاهش فشار باعث کاهش میزان قابلیت کاردهی اندیکاتوری می‌شود. با توجه به شکل ۵ جلو انداختن زمان پاشش باعث می‌شود که سوخت تزریق شده به درون سیلندر زمان بیشتری برای آزاد شدن انرژی داشته و در نتیجه باعث افزایش دمای درون سیلندر می‌شود.

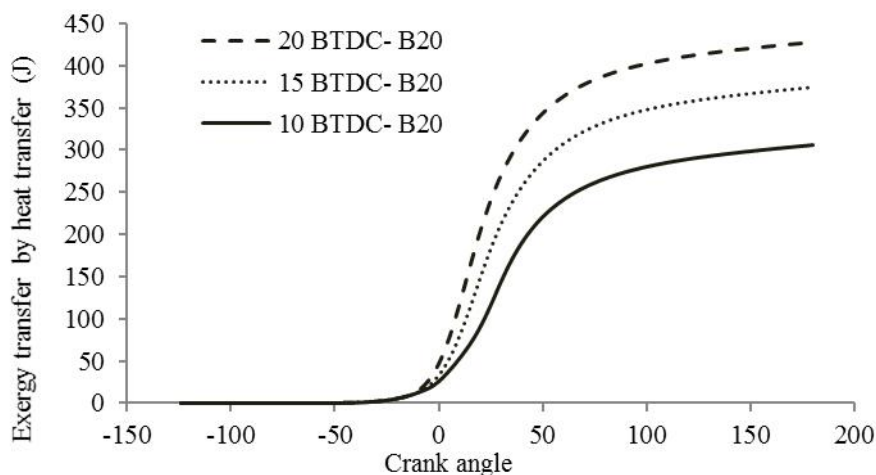
سیلندر، مقادیر نمودار کاردهی تلف شده از طریق انتقال حرارت ثابت می‌ماند. هم‌چنین می‌توان دریافت که فرآیند احتراق، بیشترین تأثیر را بر روی اکسرژی سیکل کاری موتور و به‌خصوص اتلاف قابلیت کاردهی توسط انتقال گرما دارد (Primus Dinman, 2009). (dI) نرخ تولید بازگشت‌ناپذیری را در درون سیلندر نشان می‌دهد که شامل احتراق، اختلاط، مخلوط شدن هوا و سوخت ورودی با محصولات باقی‌مانده‌ی حاصل از چرخه‌ی قبل می‌باشد. همان‌گونه که مشخص است در این میان احتراق دارای سهم قابل توجه بوده و طبق آزمایشات (Primus and Flynn, 1986) حدود ۹۰ درصد از میزان بازگشت‌ناپذیری مربوط به احتراق می‌باشد. همان‌طور که در نمودارهای حاصل شده هم قابل مشاهده است، درمی‌یابیم که میزان بازگشت‌ناپذیری در مرحله‌ی تراکم تقریباً ناچیز بوده است. با شروع مرحله‌ی احتراق به علت افزایش فشار و دما، بازگشت‌ناپذیری افزایش یافته و بعد از آن به علت کاهش آنترپپی و کاهش آنتالپی که ناشی از کاهش در میزان فشار و دما است، بازگشت‌ناپذیری نسبت به مرحله قبل (احتراق) کاهش یافته است. در نتیجه با شروع مرحله

در شکل ۴ مشخص است که با عقب انداختن زمان پاشش سوخت به درون سیلندر، احتراق بعد از نقطه‌ی مرگ بالا اتفاق می‌افتد. در این وضعیت آزاد شدن انرژی زمانی شروع می‌شود که پیستون از نقطه‌ی مرگ بالا دور شده و در نتیجه فشار بیشینه‌ی درون سیلندر کاهش یافته و از نقطه‌ی مرگ بالا دور شود (Gumus, 2010) که این



شکل ۴- قابلیت کاردهی اندیکاتوری در زمان‌های مختلف پاشش سوخت

Fig.4. Indicated work availability at different injection timings



شکل ۵- اکسرژی تلف شده به واسطه‌ی انتقال گرما در زمان‌های مختلف پاشش

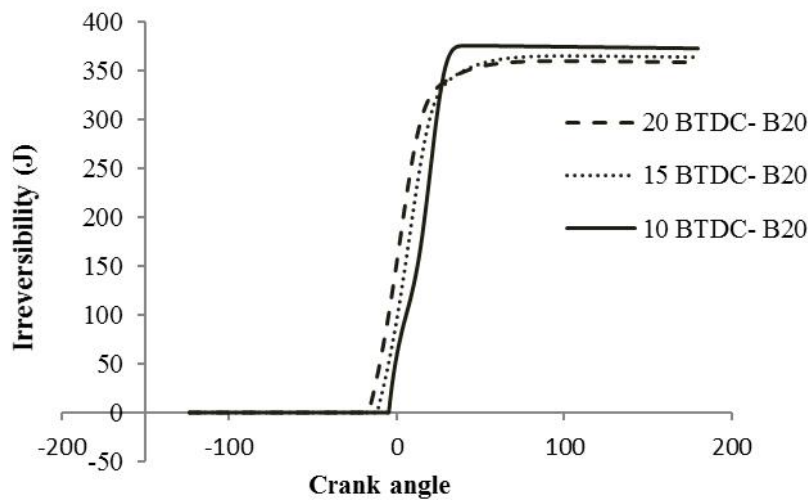
Fig.5. Exergy loss with heat transfer at different injection timings

بازگشت‌ناپذیری دارای میزان حداکثر و در زمان پاشش ۲۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا دارای کمترین مقدار می‌باشد که علت آن کاهش دما در زمان پاشش ۱۰ و افزایش دما در زمان پاشش ۲۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا می‌باشد.

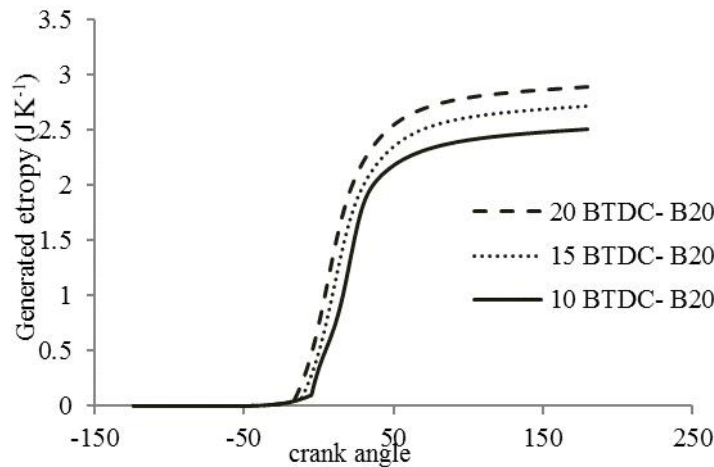
همان‌طور که در شکل ۷ ملاحظه می‌شود، با جلو انداختن زمان پاشش آنتروپی تولید شده ناشی از افزایش دما بیشتر می‌شود (Sezer and Bilgin, 2013). لذا با جلو انداختن زمان پاشش آنتروپی تولیدی افزایش و در حالی‌که زمان پاشش عقب می‌افتد، میزان آنتروپی نیز کاهش می‌یابد (شکل ۷).

با افزایش دما میزان کاردهی تلف‌شده به‌واسطه‌ی انتقال گرما افزایش می‌یابد (Sekmen and Yilba i, 2011). نتایج عکس برای حالتی‌که زمان پاشش در ۱۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا صورت می‌گیرد نیز وجود دارد. به‌عبارت دیگر که با عقب انداختن زمان پاشش سوخت به درون سیلندر زمان کمتری برای آزاد شدن انرژی داشته است. درنتیجه با کاهش دما، میزان کاردهی تلف‌شده به‌واسطه‌ی انتقال گرما کاهش می‌یابد.

شکل ۶ بازگشت‌ناپذیری تولید شده در زمان‌های پاشش را نشان می‌دهد. در زمان پاشش ۱۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا میزان



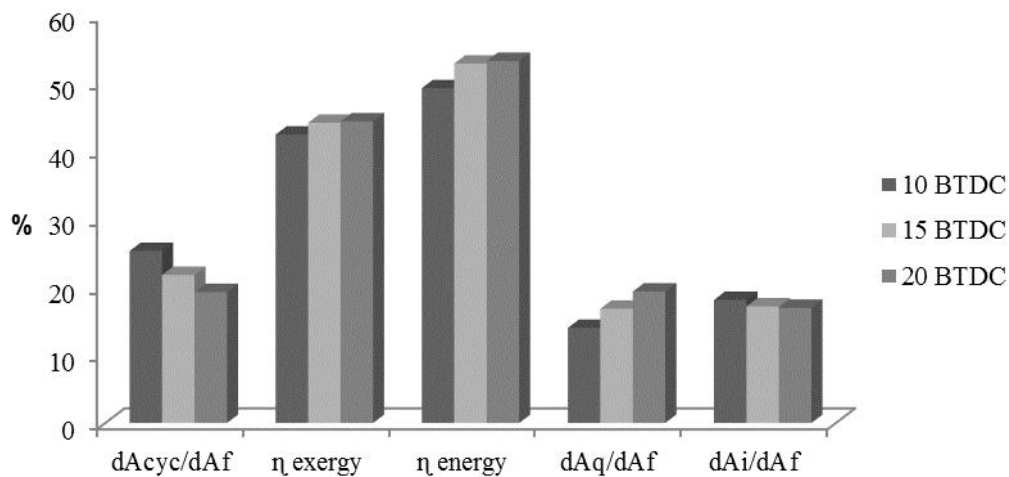
شکل ۶- بازگشت‌ناپذیری در زمان‌های مختلف پاشش
Fig.6. Irreversibility at different injection timings



شکل ۷- آنتروپی تولید شده در زمان‌های مختلف پاشش
Fig.7. Generated entropy at different injection timings

خروجی موتور افزایش می‌یابد (Rostami, 2012). بیشترین گشتاور موتور در دور ۲۰۰۰ و زمان پاشش ۲۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و برابر با ۱۹۶/۵ نیوتن متر بود. علت افزایش نسبت کاردهی کل به سوخت سوزانده شده را می‌توان کاهش تلفات حرارتی به واسطه‌ی انتقال گرما و زمان کمتر برای انتقال گرما به دیواره‌ی سیلندر در زمان پاشش ۱۰ درجه نسبت به دو زمان پاشش مورد بررسی عنوان کرد. بیشترین نسبت‌های بازگشت‌ناپذیری و قابلیت کاردهی کل به سوخت سوخته شده به ترتیب مربوط به زمان‌های پاشش ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درجه میل‌لنگ می‌باشند.

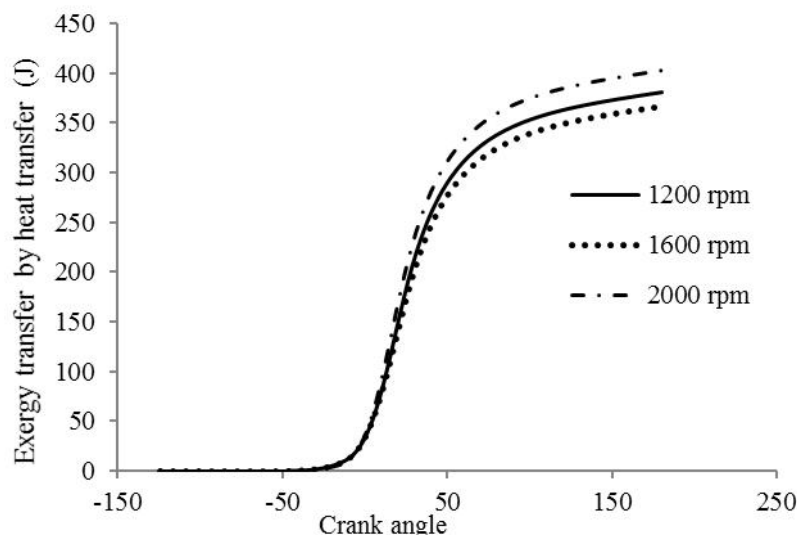
با توجه به شکل ۸ مشاهده می‌شود که با جلو انداختن زمان پاشش بازدهی انرژی و اکسرژی افزایش و با عقب انداختن زمان پاشش سوخت با کاهش این دو پارامتر روبه رو می‌شویم؛ که علت را می‌توان احتراق بهتر در هنگام جلو انداختن زمان پاشش و افزایش فشار درون سیلندر در اثر نفوذ بیشتر فواره سوخت در داخل هوای موجود در محفظه احتراق و اختلاط بهتر سوخت با هوای درون سیلندر دانست (Gumus, 2010). لذا به منظور دستیابی به بازده بیشتر با سوخت B20 در این موتور جلو انداختن زمان پاشش توصیه می‌شود. لازم به ذکر است که با جلو انداختن زمان پاشش گشتاور و توان



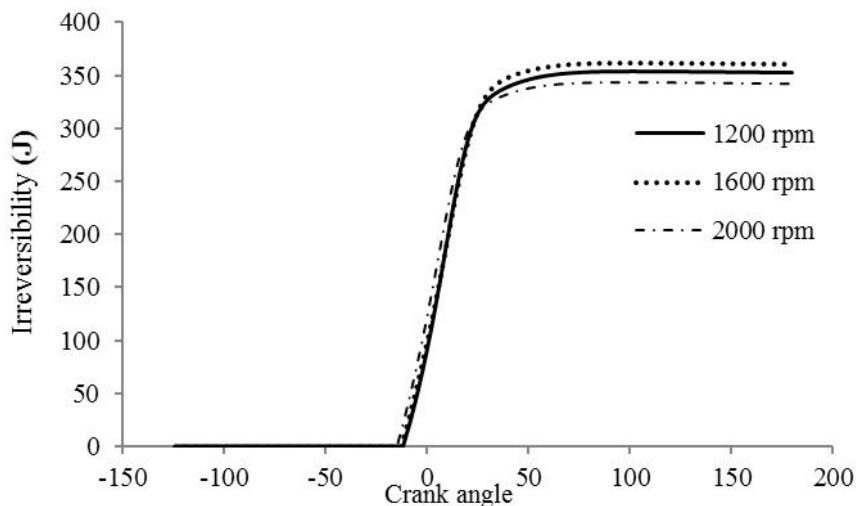
شکل ۸- نتایج حاصل شده از تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی در زمان‌های مختلف پاشش سوخت
Fig.8. The results of the energy and exergy analysis at different injection timings

شکل‌های ۹، ۱۰ و ۱۱ به ترتیب میزان پارامتر قابلیت کاردهی تلف شده به واسطه‌ی انتقال گرما، بازگشت‌ناپذیری و قابلیت کاردهی کل را در دورهای ۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهند. با توجه به شکل ۹ با کاهش فشار و دما در سرعت موتور ۱۶۰۰ نسبت به ۱۲۰۰ و همچنین کاهش زمان برای انتقال گرما از گازهای داخل سیلندر به دیواره‌ی سیلندر در سرعت ۱۶۰۰ دور بر دقیقه، کاهش پارامتر قابلیت کاردهی تلف‌شده به واسطه‌ی انتقال گرما انتظار می‌رود، اما در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه به علت جلو افتادن زمان پاشش و افزایش در فشار و دما، این پارامتر افزایش داشته است. با قیاس در شکل ۱۰ مشاهده می‌گردد که با افزایش دور از ۱۲۰۰ به

۱۶۰۰ دور بر دقیقه، دمای درون سیلندر کاهش و به دنبال آن، بازگشت‌ناپذیری نیز افزایش یافته است. دلیل دمای بیشتر در دور ۱۲۰۰ نسبت به دور ۱۶۰۰ به این علت بود که آزمایشات در بار کامل موتور انجام شد و چون دور ۱۲۰۰ خیلی پایین‌تر از دور بیشینه گشتاور موتور است لذا، دما افزایش می‌یابد. در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه نیز به علت افزایش دمای بالاتر این پارامتر کمترین میزان را دارا می‌باشد. با افزایش سرعت از ۱۲۰۰ به ۱۶۰۰ دور بر دقیقه باعث افزایش اندکی در قابلیت کاردهی کل می‌شود که به خاطر پایین بودن اکسرژی تلف‌شده به واسطه‌ی انتقال گرما می‌باشد.

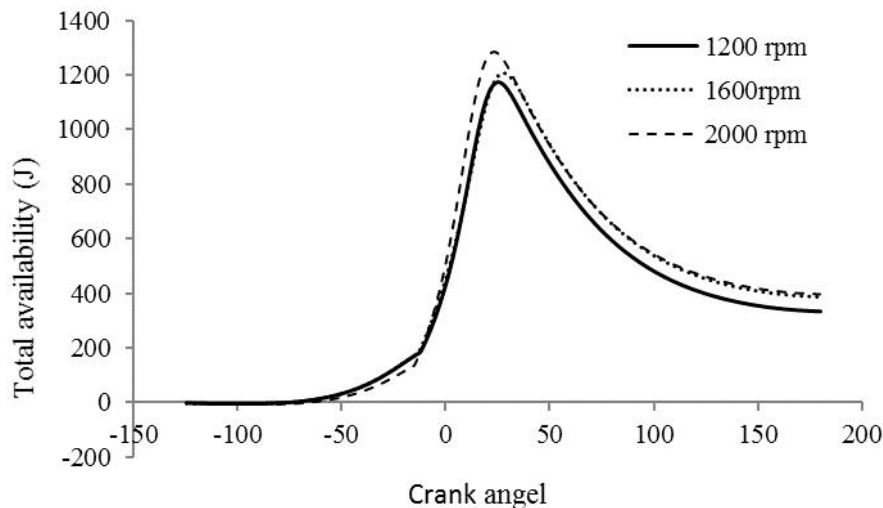


شکل ۹- تأثیر سرعت موتور بر پارامتر کاردهی تلف شده به واسطه انتقال گرما
Fig.9. The effect of engine speed on the exergy loss with heat transfer



شکل ۱۰- تأثیر سرعت موتور بر پارامتر بازگشت ناپذیری

Fig.10. The effect of engine speed on the irreversibility



شکل ۱۱- تأثیر سرعت موتور بر تغییرات پارامتر قابلیت کاردهی کل

Fig.11. The effect of engine speed on the variation of total work availability

گردید.

نتیجه گیری

- ۱- با توجه به شکل ۱، مدل ارایه شده قادر به پیش بینی فشار و دمای سیلندر در زمان های مختلف پاشش با دقت خوبی می باشد.
- ۳- با جلو انداختن زمان پاشش بازدهی انرژی و اکسرژی و قابلیت کاردهی تلف شده به واسطه ای انتقال گرما افزایش یافت.
- ۴- پارامترهای قابلیت های کاردهی سوخت B20 نسبت به سوخت دیزل تاحدودی کمتر می باشند.
- ۵- افزایش در سرعت موتور از ۱۲۰۰ به ۱۶۰۰ دور بر دقیقه، کاهش در میزان قابلیت کاردهی اندیکاتوری، قابلیت کاردهی تلف شده

اما در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه به علت افزایش در میزان کاردهی سوخت سوزانده شده و همچنین کاهش میزان بازگشت ناپذیری این پارامتر افزایش یافته است. نتایج مشابهی در تحقیقات دیگر مشاهده گردید (Jafarmadar and; Rakopoulos and Giakoumis, 2006) در فرمول بالانس قابلیت کاردهی پارامترهای تعیین کننده ی قابلیت کاردهی کل در سرعت های ۱۲۰۰، ۱۶۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه اختلاف قابل ملاحظه ای نداشته و تنها تفاوت چشم گیر در قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما می باشد، لذا این پارامتر غالب بوده و منجر به افزایش اکسرژی کل در سرعت ۱۶۰۰ نسبت به دور ۱۲۰۰ دور بر دقیقه می باشد. از همین رو از ذکر سایر پارامترها که تفاوت چندانی نداشتند در این مقاله صرف نظر

قابلیت کاردهی کل افزایش و پارامتر بازگشت‌ناپذیری نسبت به سرعت ۱۶۰۰ دور بر دقیقه کاهش یافت.

به‌واسطه‌ی انتقال گرما و کاهش آنتروپی و افزایش بازگشت‌ناپذیری را به‌دنبال داشت. در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه قابلیت کاردهی تلف شده و

References

1. Awad, S., E. G. Varuvel, K. Loubar, and M. Tazerout. 2013. Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine. *Fuel* 106: 558-568.
2. Bari, S., C. Yu, and T. Lim. 2004. Effect of fuel injection timing with waste cooking oil as a fuel in a direct injection diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 218: 93-104.
3. Canakci, M., and M. Hosoz. 2006. Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels. *Energy Sources, Part B* 1: 379-394.
4. Dincer, I. 2000. Thermodynamics, exergy and environmental impact. *Energy sources* 22: 723-732.
5. Dinman, J. D. 2009. The eukaryotic ribosome: current status and challenges. *Journal of Biological Chemistry* 284: 11761-11765.
6. Ferguson, C., and A. Kirkpatrick. 2001. *Internal combustion engine*. Wiley, New York.
7. Fu, J., J. Liu, R. Feng, Y. Yang, L. Wang, and Y. Wang. 2013. Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. *Applied Energy* 102: 622-630.
8. Ghojel, J. I. 1982. A study of combustion chamber arrangements and heat release in DI diesel engines. *SAE Technical Paper*. 821034.
9. Graboski, M. S., and R. L. McCormick. 1998. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science* 24: 125-164.
10. Gumus, M. 2010. A comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine. *Fuel* 89: 2802-2814.
11. Haik, Y. M. Y. Selim, and T. Abdulrehman. 2011. Combustion of algae oil methyl ester in an indirect injection diesel engine. *Energy* 36: 1827-1835.
12. Heywood, J. B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-hill, New York.
13. Jafarmadar, S., and M. Mansoury. 2015. Exergy analysis of air injection at various loads in a natural aspirated direct injection diesel engine using multidimensional model. *Fuel* 154: 123-131.
14. Jindal, S. 2011. Effect of injection timing on combustion and performance of a direct injection diesel engine running on *Jatropha* methyl ester. *International Journal of Energy and Environment* 2: 113-122.
15. Li, K. W. 1995. *Applied thermodynamics: availability method and energy conversion*. CRC Press.
16. Kegl, B. 2006. Experimental investigation of optimal timing of the diesel engine injection pump using biodiesel fuel. *Energy & Fuels* 20: 1460-1470.
17. Miyamoto, N., T. Chikahisa, T. Murayama, and R. Sawyer. 1985. Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions. *SAE Technical Paper*. 850107.
18. Moran, M. J., H. N. Shapiro, B. R. Munson, and D. P. DeWitt. 2003. *Introduction to thermal systems engineering. Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer*, John Wiley & Sons.
19. Nemati, A., V. Fathi, R. Barzegar, and S. Khalilarya. 2013. Numerical investigation of the effect of injection timing under various equivalence ratios on energy and exergy terms in a direct injection SI hydrogen fueled engine. *International Journal of Hydrogen Energy* 38: 1189-1199.
20. Parlak, A., H. Ya ar, C. Ha imog˘lu, and A. Kolip. 2005. The effects of injection timing on NOx emissions of a low heat rejection indirect diesel injection engine. *Applied Thermal Engineering* 25: 3042-3052.
21. Primus, R., and P. Flynn. 1986. The assessment of losses in diesel engines using second law analysis. *Computer-Aided Engineering and Energy Systems* 3: 61-68.
22. Prince, R. C., C. Haitmanek, and C. C. Lee. 2008. The primary aerobic biodegradation of biodiesel B20.

- Chemosphere 71: 1446-1451.
23. Rakopoulos, C., and E. Giakoumis. 2006. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. *Progress in Energy and Combustion science* 32: 2-47.
 24. Ramadhas, A. S., S. Jayaraj, and C. Muraleedharan . 2006. Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine. *Renewable Energy* 31: 1813-1826.
 25. Rosen, M. A. 2002. Clarifying thermodynamic efficiencies and losses via exergy. *Exergy, an International Journal* 2: 3-5.
 26. Rostami, S. 2012. Theoretical Modeling and Experimental Investigation of Pressure and Injection Timing Effects on a CI Engine Performance Characteristics using Biodiesel Fuel. Ph.D Thesis, Tarbiat Modares University. (In Farsi).
 27. Sekmen, P., and Z. Yilba i. 2011. Application of energy and exergy analyses to a CI engine using biodiesel fuel. *Mathematical and Computational Applications* 16: 797.
 28. Sezer, ., and A. Bilgin. 2013. Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines. *Fuel* 112: 523-530.
 29. Woschni, G. 1967. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE Technical paper. Report no. 0148-791.
 30. Zheng, J., and J. A. Caton. 2012. Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: effect of injection timing and exhaust gas recirculation. *Energy* 38: 78-84.

The effect of injection timing on energy and exergy analysis of a diesel engine with biodiesel fuel

A. Farhadi¹- S. Rostami^{2*}- B. Ghobadian³- Sh. Besharati⁴

Received: 21-09-2015

Accepted: 11-01-2016

Introduction

Nowadays, due to higher environmental pollution and decreasing fossil fuels many countries make decisions to use renewable fuels and restrict using of fossil fuels. Renewable fuels generally produce from biological sources. Biodiesel is an alternative diesel fuel derived from the transesterification of vegetable oils, animal fats, or waste frying oils. Considering the differences between diesel and biodiesel fuels, engine condition should be modified based on the fuel or fuel blends to achieve optimum performance. One of the simplest and yet the most widely used models is the thermodynamic model. After verification of the data obtained by model with experimental data it is possible to generalize the extracted data to an unlimited number of functional conditions or unlimited number of fuel types which saves time and reduces costs for experimental engine tests. Using the second law of thermodynamics, it is possible to calculate and analyze the exergy of the engine.⁴

Materials and Methods

In this work, the zero-dimensional model was used to account for internal energy variations, pressure work, heat transfer losses to the solid walls and heat release. The applied assumptions include:

The cylinder mixture temperature, pressure and composition were assumed uniform throughout the cylinder. Furthermore, the one-zone thermodynamic model assumes instantaneous mixing between the burned and unburned gases. The cylinder gases were assumed to behave as an ideal gas mixture, Gas properties, include enthalpy, internal energy modeled using polynomial equations associated with temperature.

In this research, the equations 1 to 20 were used in Fortran programming language. The results of incylinder pressure obtained by the model were validated by the results of experimental test of OM314 engine. Then the effects of injection timing on Energy and Exergy of the engine were analyzed for B20 fuel.

Results and Discussion

Comparing the results of the model with the experimental data shows that there was a good agreement between the model and experimental results. The results showed that advancing fuel injection timing increases the peak cylinder pressure. When fuel injecting occurs before the standard injection timing, the pressure and temperature of the charged air in the cylinder is less than that of the fuel when it is injected at standard injection timing. Thus, ignition delay of the injected fuel extends further. As a consequence, the reaction between fuel and air improves, which prepares a good mixture for burning. When the combustion starts, the rate of heat release increases in the premixed or rapid combustion phase of the combustion process due to the suitability of the mixture of air and fuel and hence the peak pressure of cylinder increases. When the injection timing is retarded, the fuel is injected into charged air that has a high temperature and pressure. Thus, in the injection timing of 10 degrees before top dead center, the maximum of incylinder pressure and temperature are reduced compared to the standard injection timing. By retarding the fuel injection into the cylinder, the indicator availability, the heat loss availability by heat transfer from cylinder walls and irreversibility are increased and by advancing the fuel injection into the cylinder, the indicator availability, the heat loss availability by heat transfer from the cylinder walls and irreversibility are reduced. High temperature will increase the produced entropy, so by advancing the injection timing the produced entropy will increase while the retarding injection timing reduces the produced entropy. Exergy and energy efficiencies increased by advancing the injection timing. At 2000 rpm the total

1- M.Sc. Student, Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Shahrekord University

2- Assistant Professor, Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Shahrekord University

3- Professor, Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Tarbiat Modares University

4- Instructor, Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Shahrekord University

(*- Corresponding Author Email: Rostami.sajad@yahoo.com)

availability and heat loss availability by heat transfer was increased compared to 1200 and 1600 rpm.

Conclusions

The proposed model was able to predict the pressure and temperature of the cylinder at different injection timings. By advancing the fuel injection timing energy and exergy efficiency and heat loss availability by heat transfer was increased. At 2000 rpm the total availability and heat loss availability by heat transfer was increased.

Keywords: Biodiesel, Energy, Exergy, Injection timing