

آنالیز انرژی و اکسرژی موتور دیزل با استفاده از سوخت بیودیزل

بهمن نجفی

استادیار، دانشگاه محقق اردبیلی

آدرس پست الکترونیکی مکاتبه کننده (Najafib@uma.ac.ir)

چکیده

در این تحقیق، از روش تحلیل اکسرژی برای بهینه‌سازی عملکرد موتور دیزل با استفاده از سوخت بیودیزل استفاده شد. سوخت بیودیزل، اتیل استر اسیدهای چرب حاصل از روغن پسماند رستوران با پایه روغن آفتابگردان بود که بصورت خالص (B100) و مخلوط با گازوئیل (B10، B20، B30 و B40) در یک موتور دیزل کم دور (لیستر M8/1) مورد آزمون قرار گرفت. آزمون موتور در دور ثابت موتور (750rpm) و در بارهای مختلف (8/6٪، 32/4٪، 66/7٪، 82/9٪ و 100٪ بار نهایی) انجام گرفت. نتایج نشان داد که نقطه بهینه عملکرد موتور، با توجه به بازده انرژی در محدوده بار 82/9٪ بار نهایی قرار دارد. به لحاظ بازده انرژی مخلوط سوخت B20 بهترین شرایط را دارد که دلیل آنرا می‌توان، پایین بودن تلفات حرارتی در سیستم خروجی اگزوز موتور و احتراق مناسب سوخت B20 دانست. ولی به لحاظ بازده اکسرژی مخلوط سوخت B40 دارای بهترین شرایط می‌باشد که دلیل آن، پایین بودن تخریب اکسرژی محاسبه نشده است. در این حالت تخریب اکسرژی محاسبه نشده، در حدود 54٪ انرژی مفید سوخت است. در مخلوط سوخت B40، تخریب اکسرژی توسط سیستم خنک کاری موتور اندکی بیشتر از سایر سوخت‌ها است که برای به حداقل رساندن تخریب اکسرژی می‌توان سیستم خنک کاری موتور را بازبینی و اصلاح کرد.

کلمات کلیدی: بیودیزل، اتیل استر اسیدهای چرب، بازده اکسرژی، بهینه‌سازی عملکرد موتور

مقدمه

کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و ناپایداری قیمت‌های آن و همچنین نگرانی‌های زیست محیطی ناشی از احتراق این سوخت‌ها، باعث توجه جدی کشورها به مسئله تولید و استفاده از سوخت‌های جایگزین شده است. سوخت بیودیزل به عنوان جایگزین اصلی سوخت گازوئیل، از منابع تجدیدپذیر در دسترس تولید می‌شود و به هنگام احتراق در موتور دیزل، آلاینده‌های کمتری منتشر می‌سازد. سوخت بیودیزل از منابع روغنی مانند آفتابگردان، سویا، کلزا، ذرت، پنبه، نخل، کتان، پالم، منداب شتری، میکروجلبک و روغن‌های پسماند رستوران و ... تولید می‌شود. این سوخت بصورت خالص یا مخلوط با گازوئیل در موتورهای دیزل قابل استفاده است. امکان تولید این سوخت، در داخل کشور وجود دارد و در وسایل نقلیه دیزلی، مانند اتوبوس، کامیون، تراکتور کشاورزی، ماشین‌های راه‌سازی و نیروگاه‌های تولید قدرت قابل استفاده می‌باشد. استفاده از سوخت بیودیزل، علاوه بر کاهش واردات گازوئیل و کاهش آلودگی شهرهای بزرگ، موجب ترغیب کشت دانه‌های روغنی و ایجاد اشتغال در مناطق روستایی نیز می‌شود. تاکنون تحقیقات متعددی بر روی تاثیر سوخت بیودیزل بر عملکرد و آلاینده‌های موتورهای دیزل انجام شده است که در آن معیار ارزیابی عملکرد موتور، توان ترمزی، بازده حرارتی ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی و انتشار گازهای آلاینده می‌باشد [Baptista et al., 2008]، [Knothe et al., 2007] و [Yuan et al., 2009] ولی عملکرد واقعی موتور با توجه به قانون دوم ترمودینامیک، نادیده گرفته شده است. ارزیابی عملکرد موتور، بر اساس قانون اول

ترمودینامیک (اصل بقای انرژی) هیچگونه اطلاعاتی در مورد اینکه بازده سیستم، چطور کجا و چه مقدار کاهش می یابد، نمی دهد. در این تحقیق از مفهوم اکسرژی و بازده قانون دوم ترمودینامیک، برای ارزیابی عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی با استفاده از سوخت بیودیزل استفاده شده است. اکسرژی یا دسترس پذیری عبارت است از حداکثر کار برگشت پذیر که از مجموعه معینی از جریانها و انتقال حرارتها می توان بدست آورد. بر خلاف اصل بقای انرژی، مقدار اکسرژی ثابت نیست و تولید، تخریب یا ذخیره می شود. تخریب اکسرژی یا برگشت ناپذیری عمدتاً در اثر انتقال حرارت به محیط با دمای کم و انجام واکنش های شیمیایی اتفاق می افتد [Allen et al., 1999]. هرچه برگشت ناپذیری مربوط به تغییر حالت معینی کمتر باشد، مقدار کار تولید شده بیشتر خواهد بود. این مفهوم از دو جهت حائز اهمیت است: اول اینکه برگشت ناپذیری موجب کاهش منابع دسترس پذیر انرژی می شود و لذا استفاده مناسب از انرژی دسترس پذیر، بهترین منبع طبیعی انرژی محسوب می شود. در ثانی، برگشت ناپذیری موجب افزایش هزینه تولید کار می شود. در این تحقیق برای رسیدن به عملکرد بهینه موتور دیزل با استفاده از سوخت بیودیزل، علاوه بر بررسی بازده قانون دوم ترمودینامیک، انشطار گازهای آلاینده نیز در نظر گرفته شد.

مواد و روشها

تولید سوخت بیودیزل و اندازه گیری خواص آن

بیودیزل استرهای منواکلیل اسیدهای چرب با زنجیر طویل می باشد که از منابع طبیعی تجدید پذیر مانند روغنهای گیاهی یا چربیهای حیوانی تهیه می شود و تشابه زیادی با گازوئیل دارد که آنرا به عنوان یک سوخت جایگزین جدی مطرح می کند. در این تحقیق از روغن پسماند حاصل از پخت و پز، به عنوان منبعی ارزان قیمت و در دسترس برای تولید سوخت بیودیزل استفاده گردید. سوخت بیودیزل به روش ترنس استریفیکاسیون و با استفاده از الکل اتانول و کاتالیزور سود تولید گردید. بیودیزل تولید شده دارای فرمول شیمیایی $(C_{55}H_{105}O_6)$ بوده و مهمترین استرهای موجود در ساختار آن، اتیل استئارات (67/01 درصد)، اتیل لینولات (12/87 درصد)، اتیل اولئات (11/49 درصد) و اتیل پالماتیک (7/6 درصد) می باشد. اندازه گیری خواص ترموفیزیکی سوخت بیودیزل تولید شده حاکی از تطابق آن با استاندارد ASTM دارد (جدول 1).

جدول 1- مشخصات مخلوط های مختلف سوخت بیودیزل تولید شده

گازوئیل خالص	مخلوط بیودیزل با گازوئیل				استاندارد ASTM	واحد	مشخصات سوخت
	B40	B30	B20	B10			
0/815	0/861	0/854	0/849	0/845	D4052	g/cm ³	دانسیتته در 15°C
2/45	3/29	3/14	3/01	2/78	D445	Cst	ویسکوزیته در 40°C
42/5	39/6	39/9	41/2	41/8	D240	MJ/Kg	ارزش حرارتی پایین
57/3	60/6	59/8	59/6	58/48	D613	-	عدد ستان
61	94	83	72	65/5	D93	°C	نقطه اشتعال
-24	-11	-12	-14	-19	D97	°C	نقطه ریزش
85/05	88/27	87/46	86/66	84/85	D6548	%	کربن
14/9	13/94	14/18	14/42	14/66			هیدروژن
0	4/2	3/15	2/1	1/05			اکسیژن

بیودیزل یا اتیل استر تولید شده، حاوی 10٪ وزنی اکسیژن می باشد و در نتیجه دانسیته آن بیشتر از گازوئیل بوده و ویسکوزیته سینماتیکی آن نیز بدلیل جرم مولکولی زنجیره های طولانی استرها، بیشتر می باشد. از طرف دیگر اکسیژن موجود در بیودیزل، موجب کاهش ارزش حرارتی سوخت می شود. عدد ستان سوخت بیودیزل در حدود 65 می باشد که در مقایسه با سوخت گازوئیل بیشتر است. نقطه اشتعال بیودیزل نسبت به گازوئیل بالاتر می باشد ولی نقطه ابری شدن آن پایین تر از گازوئیل است که استفاده از آن را در مناطق سردسیر محدود می کند. در این تحقیق، به منظور بررسی عملکرد و آلاینده های موتور دیزل، بیودیزل به نسبت های 10٪، 20٪، 30٪ و 40٪ با گازوئیل مخلوط شدند که بترتیب B10، B20، B30 و B40 نامیده می شوند، زیرا تحقیقات نشان می دهد که استفاده از مخلوط بیودیزل با گازوئیل در محدوده 20٪ بیودیزل، شرایط بهینه را دارد.

تجهیزات آزمون موتور

آزمون های موتور در قالب یک آزمون کوتاه مدت با هدف اندازه گیری پارامترهای عملکرد و آلاینده های مخلوط های مختلف سوخت بیودیزل و گازوئیل، در سه تکرار غیر متوالی و در حالت تمام بار (Full Load) انجام گرفت. موتور دیزل مورد استفاده از نوع لیستر مدل M8/1 بود که موتوری تک سیلندر، چهار زمانه با تنفس طبیعی، پاشش غیر مستقیم است. این موتور دارای قطر پیستون 114/3mm، کورس پیستون 139/7mm، طول شاتون 379/4mm، نسبت تراکم 17/5، ظرفیت سیلندر 1/5066 لیتر، مصرف ویژه سوخت در حداکثر توان 227gr/hp.hr و حداکثر توان ترمزی تولید شده در دور 750rpm برابر 8 اسب بخار می باشد. برای اندازه گیری توان ترمزی موتور از دینامومتر ایستاده الکتریکی مدل Plint TE9 استفاده شد و برای اندازه گیری انتشار آلاینده ها، از دستگاه آلاینده سنج نوع Cussons مدل P8333 برای اندازه گیری CO، CO₂ و UHC و از آلاینده سنج نوع سیگنال مدل VM4000 برای اندازه گیری NO و NO₂ استفاده گردید. برای اندازه گیری دمای هوای ورودی و دمای خروجی اگزوز و همچنین دمای ورودی و خروجی آب سیستم خنک کاری از ترموکوپل نوع K استفاده شد. دبی هوای ورودی به کمک یک دبی سنج هوا با روزنه لبه تیز (بر اساس اختلاف فشار ستون آب)، اندازه گیری شد و برای اندازه گیری دبی حجمی سوخت، از استوانه اندازه گیری استفاده شد. همچنین، مقدار دبی آب سیستم خنک کاری از طریق اندازه گیری حجم آب پمپاژ شده در یک زمان مشخص، تعیین گردید.

ماتریس آزمون تجربی

پارامترهای تحت کنترل بار اعمالی از طرف دینامومتر به موتور در پنج سطح (6/8٪، 4/32٪، 7/66٪، 9/82٪ و 100٪ بار نهایی) و چهار نوع مخلوط سوخت (B10، B20، B30 و B40)، به همراه سوخت بیودیزل خالص (B100) و گازوئیل خالص (B100) بود. دور موتور در تمام حالت های آزمون ثابت و برابر 750rpm بود زیرا موتور لیستر از نوع موتور صنعتی با دور ثابت می باشد.

تحلیل انرژی

انرژی ورودی در هر نوع موتور احتراق داخلی همان انرژی شیمیایی موجود در سوخت است که طی فرآیند احتراق به حرارت تبدیل می شود. در یک موتور دیزل، انرژی ورودی سوخت گازوئیل Q_{input} به توان ترمزی W_{shaft} ، حرارتی منتقل شده به سیستم خنک کاری $Q_{cooling}$ و گازهای خروجی اگزوز $Q_{exhaust}$ و تلفات انرژی محاسبه نشده $Q_{unaccounted}$ ، تبدیل می شود. طبق قانون اول ترمودینامیک مقدار انرژی همواره ثابت است، پس:

$$Q_{input} = W_{shaft} + Q_{cooling} + Q_{exhaust} + Q_{unaccounted} \quad (1)$$

- انرژی ورودی سوخت گازوئیل Q_{input} یا انرژی حرارتی کل بر حسب (kW) با استفاده از ارزش حرارتی پایین سوخت Q_{LHV} بر حسب (kJ/kg) و دبی سوخت \dot{m}_f بر حسب (kg/s) بصورت زیر محاسبه می شود:

$$Q_{input} = \dot{m}_f \cdot Q_{LHV} \quad (2)$$

- توان ترمزی موتور یا کار شفت W_{shaft} ، نیز با استفاده از سرعت دورانی موتور N_{rpm} بر حسب (rpm) و گشتاور اندازه گیری شده توسط دینامومتر τ بر حسب (Nm) از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$W_{shaft} = \frac{2\pi N_{rpm} \tau}{60} \quad (3)$$

- انتقال حرارتی به آب خنک کاری $Q_{cooling}$ ، با اندازه گیری دبی آب سیستم خنک کاری \dot{m}_w بر حسب (kg/s) و دمای ورودی $T_{w,in}$ و خروجی $T_{w,out}$ آب بر حسب ($^{\circ}C$) و معلوم بودن ظرفیت گرمایی ویژه آب C_w که برابر $4/4184 \text{ kJ/kg.K}$ می باشد، بصورت زیر بدست می آید:

$$Q_{cooling} = \dot{m}_w C_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (4)$$

- انرژی تلف شده از اگزوز موتور $Q_{exhaust}$ ، نیز با استفاده از گرمای ویژه متوسط گازهای اگزوز $\bar{C}_{p,e}$ در فشار ثابت و دمای اگزوز T_e بر حسب (kJ/kg.K) و دبی جرمی گازهای خروجی \dot{m}_e که مجموع دبی سوخت \dot{m}_f و دبی هوا $\dot{m}_a = AF_{ac} \cdot \dot{m}_f$ بر حسب (kg/s) می باشد، محاسبه می شود:

$$Q_{exhaust} = \dot{m}_e \bar{C}_{p,e} (T_e - T_0) = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) \bar{C}_{p,e} (T_e - T_0) \quad (5)$$

T_0 دمای محیط بوده و برابر $25^{\circ}C$ می باشد و AF_{ac} نسبت هوا به سوخت واقعی می باشد. با توجه به اینکه عمده ترین گازهای خروجی از اگزوز CO_2 ، H_2O ، O_2 و N_2 می باشد لذا گرمای ویژه متوسط گازهای خروجی اگزوز بصورت زیر محاسبه می گردد:

$$\bar{C}_{p,e} = C_{p,CO_2} x_{CO_2} + C_{p,H_2O} x_{H_2O} + C_{p,O_2} x_{O_2} + C_{p,N_2} x_{N_2} \quad (6)$$

که در آن: C_{p,CO_2} ، C_{p,H_2O} ، C_{p,O_2} و C_{p,N_2} به ترتیب گرمای ویژه (فشار ثابت) CO_2 ، H_2O ، O_2 و N_2 در دمای خروجی اگزوز بوده و x_{CO_2} ، x_{H_2O} ، x_{O_2} و x_{N_2} نیز درصد جرمی اندازه گیری شده هر یک از این گازها در خروجی اگزوز می باشد.

- تلفات انرژی محاسبه نشده $Q_{uncounted}$ ، نیز از قانون اول ترمودینامیک (معادله 1) محاسبه می گردد. تلفات انرژی محاسبه نشده، شامل تلفات انرژی شیمیایی سوخت در صورت احتراق ناقص، تلفات اصطکاکی قطعات متحرک موتور، تلفات حرارت سیستم روغن کاری، انتقال حرارت بصورت جابجایی و تابشی از بدنه موتور به محیط و انرژی مورد نیاز برای قسمتهای مختلف مانند پمپ و بپوانه و ... می باشد.

$$Q_{uncounted} = Q_{input} - W_{shaft} - Q_{cooling} - Q_{exhaust} \quad (7)$$

تحلیل اکسرژی

اکسرژی ورودی به موتور در حقیقت، دسترس پذیری شیمیایی سوخت A_{input} می باشد و بر اساس تعداد کربن، هیدروژن و اکسیژن موجود در ساختار شیمیایی سوخت، از رابطه زیر محاسبه می گردد [Rodriquez, 1980]:

$$A_{input} = \dot{m}_f Q_{LHV} [1.0438 + 0.013 \frac{H}{C} + 0.1083 \frac{O}{C} + 0.0549 \frac{N}{C}] + 6.740S \quad (8)$$

تخریب اکسرژی در اثر انتقال حرارت به آب خنک کاری $A_{cooling}$ ، با توجه به تغییر آنتالپی و آنتروپی ورودی و خروجی سیستم، و دمای محیط بصورت زیر بدست می آید:

$$A_{cooling} = \dot{m}_w [h_{w,out} - h_{w,in} - T_0(S_{w,out} - S_{w,in})] = Q_{cooling} + \dot{m}_w T_0 [\bar{C}_w \ln \frac{T_{w,out}}{T_{w,in}}] \quad (9)$$

بطور مشابه، تخریب اکسرژی در اثر تلفات اگزوز موتور $A_{exhaust}$ ، نیز با توجه به تغییر آنتالپی و آنتروپی گازهای خروجی اگزوز در دمای T_e و فشار P_e نسبت به شرایط محیط با دمای T_0 برابر $25^\circ C$ و فشار P_0 برابر $100kPa$ ، بصورت زیر بدست می آید:

$$A_{exhaust} = \dot{m}_e [\bar{h}_{e,out} - h_0 - T_0(\bar{S}_{e,out} - S_0)] = Q_{exhaust} + (\dot{m}_f + \dot{m}_a) T_0 [\bar{C}_{p,e} \ln \frac{T_0}{T_e} - R_a \ln \frac{P_0}{P_e}] \quad (10)$$

با توجه به اینکه دسترس پذیری کار شفت A_{shaft} برابر با مقدار توان ترمزی موتور W_{shaft} می باشد، دسترس پذیری تلفات انرژی محاسبه نشده $A_{unaccounted}$ ، از موازنه اکسرژی برای جریان پایه، بصورت زیر تعیین می گردد:

$$A_{unaccounted} = A_{input} - A_{shaft} - A_{cooling} - A_{exhaust} \quad (11)$$

بازده انرژی و اکسرژی

طبق قانون اول ترمودینامیک، بازده حرارتی ترمزی موتور یا بازده انرژی $\eta_{efficiency}$ نسبت مقدار توان ترمزی موتور W_{shaft} (کار واقعی گرفته شده) بر انرژی حرارتی ورودی سوخت گازوئیل Q_{input} می باشد و بیان گر تبدیل انرژی سوخت به توان مفید می باشد:

$$\eta_{efficiency} = \frac{W_{shaft}}{Q_{input}} \quad (12)$$

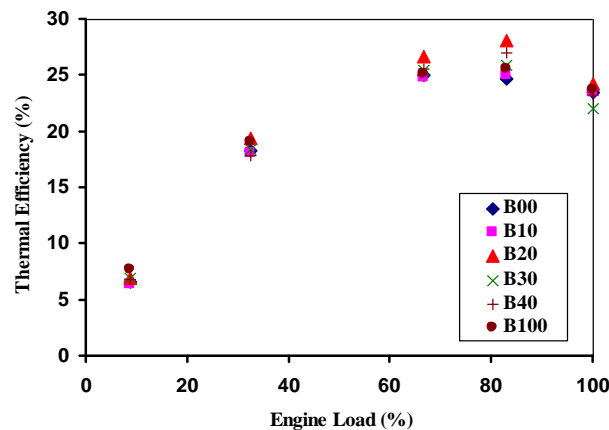
بازده اکسرژی η_{exergy} نیز مطابق قانون دوم ترمودینامیک، برابر نسبت دسترس پذیری کار شفت A_{shaft} بر دسترس پذیری شیمیایی سوخت گازوئیل ورودی A_{input} می باشد:

$$\eta_{exergy} = \frac{A_{shaft}}{A_{input}} = \frac{W_{shaft}}{A_{input}} \quad (13)$$

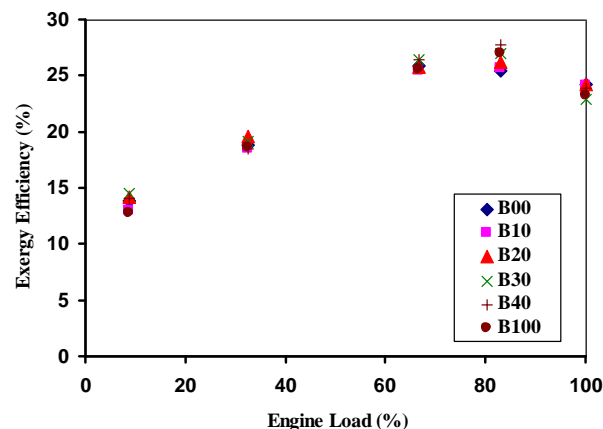
نتایج و بحث

تأثیر سهم بیودیزل بر بازده انرژی و اکسرژی

آزمون های تجربی حاکی از این واقعیت است که با افزایش بار دینامومتر، بازده حرارتی ترمزی و بازده اکسرژی تا بار حداکثر گشتاور، افزایش یافته و سپس موتور به حد دود رسیده و بازده کاهش می یابد. بیشترین بازده حرارتی مربوط به بار 82/9٪ و سوخت B20 است و بیشترین بازده اکسرژی مربوط به بار 82/9٪ و سوخت B40 می باشد که نشان دهنده بهبود احتراق و تبدیل موثر انرژی سوخت B40 (در بار 82/9٪) به کار مفید است، در حالی که مطابق با بازده انرژی حرارتی، سوخت B20 حالت بهینه را در تبدیل انرژی دارد (شکل 1 و 2).



شکل 1- تأثیر سهم بیودیزل بر بازده حرارتی

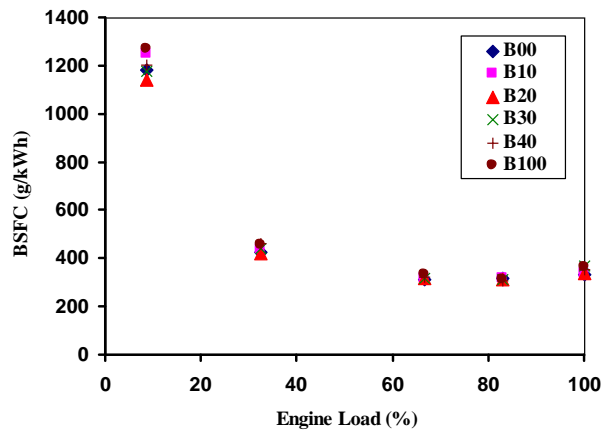


شکل 2- تأثیر سهم بیودیزل بر بازده اکسرژی

اثر سهم بیودیزل بر مصرف ویژه سوخت ترمزی

افزایش سهم بیودیزل، از طرفی باعث افزایش چگالی سوخت شده و از طرف دیگر موجب کاهش ارزش حرارتی آن می شود. افزایش چگالی سوخت موجب افزایش جرم سوخت مصرفی می شود و افزایش ارزش حرارتی سوخت باعث افزایش انرژی آزاد شده و در نتیجه تولید توان بالاتر می شود. واضح است که در مصرف ویژه سوخت ترمزی موتور، چگالی سوخت اثر مسقیم و ارزش حرارتی سوخت اثر معکوس دارد. لذا در بارهای یکسان، ترکیب سوختی کمترین

مصرف ویژه را خواهد داشت که هر دو شرط پایین بودن چگالی سوخت و بالا بودن ارزش حرارتی را داشته باشد (یعنی یک حالت مطلوب بین گازوئیل خالص و بیودیزل خالص). مصرف ویژه سوخت ترمزی موتور در شکل (3) نشان داده شده است. با افزایش سهم بیودیزل در مخلوط سوخت در تمام بارهای دینامومتر، مصرف سوخت برای تولید توان یکسان، ابتدا تا B20 کاهش و سپس افزایش می یابد. بنابراین سوخت B20 یک حالت بهینه در مصرف سوخت را دارد.



شکل 3- مصرف ویژه سوخت ترمزی

اثر سهم بیودیزل بر بیلان انرژی و اکسرژی موتور در شرایط حداکثر بازده انرژی و حداکثر بازده اکسرژی نتایج حاصل از اندازه گیری و محاسبه بیلان انرژی و اکسرژی در شرایط حد اکثر بازده انرژی و حداکثر بازده اکسرژی که متناسب با بار حداکثر گشتاور موتور یعنی بار 82/9٪ بارنهایی است، در جدول 2 آورده شده است. همانطوریکه مشاهده می شود، با افزایش سهم بیودیزل در مخلوط سوخت، بازده انرژی ابتدا تا سوخت B20 افزایش و سپس کاهش می یابد. به لحاظ بازده انرژی مخلوط سوخت B20 بهترین شرایط را دارد که دلیل آنرا می توان به پایین بودن تلفات حرارتی در سیستم اگزوز موتور ارتباط دارد، که کاهش تلفات انرژی در خروجی اگزوز، می تواند دلیل بر احتراق مناسب سوخت B20 باشد.

جدول 2- اثر سهم بیودیزل بر بیلان انرژی موتور در بار حداکثر گشتاور موتور

تحلیل انرژی						نوع سوخت
η_{EN} (%)	Q_{un} (%)	Q_{ex} (%)	Q_{cool} (%)	Q_{sh} (%)	Q_{in} (kW)	
23/59	65/51	7/76	0/23	25/5	13/92	گازوئیل
24/05	66/16	7/84	0/35	25/64	13/89	B10
27/38	63/81	8/16	0/22	27/81	13/67	B20
26/05	63/64	9/08	0/27	27/01	13/21	B30
27/32	64/77	8/68	0/27	26/28	13/57	B40
25/82	64/23	8/53	0/21	27/03	13/04	بیودیزل

همچنین نتایج حاکی از این واقعیت است که بازده اکسرژی در سوخت B40 بیترین مقدار را دارد (جدول 3). می باشد که دلیل آن پایین بودن تخریب اکسرژی (انرژی از دست رفته در موتور) توسط سیستم آگزوز موتور است. در این شرایط بخش عمده تخریب اکسرژی که در حدود 54٪ انرژی مفید سوخت است، مربوط به انرژی محاسبه نشده می باشد لذا عوامل موثر باید به دقت شناسایی و رفع عیب شوند. تخریب اکسرژی توسط سیستم خنک کاری موتور (2/63٪) اندکی بیشتر سایر سوختها است که برای به حداقل رساندن تخریب اکسرژی می توان آنرا اصلاح کرد.

جدول 3- اثر سهم بیودیزل بر بیلان اکسرژی موتور در بار حداکثر گشتاور موتور

تحلیل اکسرژی						نوع سوخت
η_{EX} (%)	A_{un} (%)	A_{ex} (%)	A_{cool} (%)	A_{sh} (%)	A_{in} (kW)	
24/67	57/19	13/79	2/36	26/67	13/92	گازوئیل
25/40	55/47	12/67	4/77	27/09	13/89	B10
28/98	55/41	14/33	2/45	27/81	13/57	B20
27/63	54/32	14/52	2/52	28/65	13/21	B30
28/90	54/03	13/77	2/63	29/57	13/67	B40
27/51	55/09	13/54	2/56	28/80	13/04	بیودیزل

نتیجه گیری

در این تحقیق از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای تحلیل کمیت و کیفیت انرژی حاصل از احتراق سوخت بیودیزل، برای بهینه سازی شرایط کاری موتور دیزل استفاده شد. نتایج نشان داد که نقطه بهینه عملکرد موتور، با توجه به بازده انرژی در محدوده 82/9٪ بار نهایی قرار دارد. به لحاظ بازده انرژی مخلوط سوخت B20 بهترین شرایط را دارد که دلیل آن را می توان، پایین بودن تلفات حرارتی در سیستم خروجی آگزوز موتور و احتراق مناسب سوخت B20 دانست. ولی به لحاظ بازده اکسرژی مخلوط سوخت B40 دارای بهترین شرایط می باشد که دلیل آن، پایین بودن تخریب اکسرژی محاسبه نشده است. تخریب اکسرژی محاسبه نشده، در حدود 54٪ انرژی مفید سوخت است. در مخلوط سوخت B40، تخریب اکسرژی توسط سیستم خنک کاری موتور اندکی بیشتر سایر سوختها است که برای به حداقل رساندن تخریب اکسرژی می توان سیستم خنک کاری موتور را بازبینی و اصلاح کرد.

منابع

- L. Rodriquez, (1980), Calculation of Available Energy Quantities, Thermodynamics :Second Law Analysis, American Chemical Society Symposium Series, No. 122, R. A. (Zaggioli, Ed., ACS, Washington, DC, 1980
- Caruana, C. M., (2000), Pollution control drives new interest in biodiesel, Chemical Engineering Process, 84, 14–18.
- Zanchi, M., (1998), Development of experiments with vegetable oils as a diesel substitute, Applied engineering in agriculture, 9(9):103-117.
- Ma, F., Hanna, M., A., (1998), Biodiesel production: a review, Bioresource Tech, 70, 1-15.

- Alptekin, E., Canakci, M., (2008), Determination of the density and the viscosities of biodiesel– diesel fuel blends, *Renewable Energy*, 33, 2623– 2630.
- Baptista, P., Felizardo, P., Menezes, J. C., Correia, M. J. N., (2008), Multivariate near infrared spectroscopy models for predicting the iodine value, CFPP, kinematic viscosity at 40°C and density at 15°C of biodiesel, *Talanta*, 77, 144–151.
- Knothe, G., Steidley, K. R., (2007), Kinematic viscosity of biodiesel components (fatty acid alkyl esters) and related compounds at low temperatures, *Fuel*, 86, 2560–2567.
- Yuan, W., Hansen, A. C., Zhang, Q., (2009), Predicting the temperature dependent viscosity of biodiesel fuels, *Fuel*, 88, 1120–1126.
- Allen, C.A.W., Watts, K.C., Ackman, R.G., Pegg, M.J., (1999), Predicting the viscosity of biodiesel fuels from their fatty acid ester composition, *Fuel*, 78, 1319–1326
- Ramadhass, A. S., Jayaraj, S., Muraleedharan, C., Padmakumari, K., (2005), Artificial neural networks used for the prediction of the cetane number of biodiesel. *Renewable Energy*, 31, 2524–2533.