تحلیل تلفات حرارتی دریک موتور دیزل چهار زمانه و تاثیر آن بر مصرف سوخت ویژه

نجات صادقی[۱] ، سعادت کامگار[۲]
۱ و ۲ – به ترتیب دانشجوی ارشد و استاد گروه مهندسی ماشین‌های کشاورزی دانشکده کشاورزی دانشگاه شیراز
Sadeghi.nejat@gmail.com

چکیده

در این مقاله متغیرهای کارکردی موتور بر انتقال حرارت نظیر: سرعت موتور، بار و فشار متوسط موثر ترمزی و نسبت تراکم مورد مطالعه قرار گرفت. با افزایش سرعت موتور،ماکزیمم سرعت جریان گازها در نسبت تراکم ۲۰ در بار کامل بیشتر بوده است. با افزایش بار موتور، جریان جرمی کل دارای تغییر اندکی بود و لذا آزمایشات نشان داد ضریب انتقال حرارت جابجایی در داخل موتور مستقل از بار موتور بود. افزایش نسبت تراکم، انتقال حرارت به سیال خنک کننده را به میزان بسیار اندکی تغییر داد و گازهای خروجی خنک تر بودند. در مجموع با افزایش نسبت تراکم و کار کردن موتور در بار کامل مصرف سوخت ویژه کاهش یافت . مصرف سوخت ویژه ترمزی با تلفات حرارتی کل دارای همبستگی از نوع درجه ۲ بود که نشان داد دارای نقطه بهینه ای در کاهش مصرف سوخت ویژه بر اساس تلفات حرارتی کل است.

واژه‌های کلیدی: **تلفات حرارتی، موتور دیزل چهار زمانه**

مقدمه

با توجه به قانون دوم ترمودینامیک که ((ممکن نیست که یک ماشین بتواند کل انرژی گرمایی داده شده به آن را، به کار تبدیل نماید.)) می توان گفت فرآیند عملی ٪۱۰۰ موثر وجود ندارد . گازی را در فشار و دمای بالای P_1 , T_1 به طور ایزوتروپیک (یعنی به طور برگشت پذیر و با هیچگونه انتقال گرما به دیواره های محیط) به فشار و دمای پایین تر P_2 , T_2 ، انبساط می یابد. چنین فرایندی معرف ضربه قدرت یک موتور است. حال اگر گاز بدون هیچگونه دفع انرژی متراکم شود فرایند تراکم، فرایند انبساط را در جهت مخالف دنبال خواهد کرد ، (یعنی دو منحنی تراکم و انبساط روی هم قرارمی گیرند) در نتیجه مساحت محصور نمودار P-V به دست نخواهد آمد ، و کار انجام یافته ای وجود نخواهد داشت. برای اینکه مساحت محصوری در نمودار P-V به دست آید، باید گرما بعد از حالت ۲ قبل از برگشت به حالت ۱ از بین برود . بنابراین مسیر برگشتی در سمت چپ مسیر انبساط قرار می گیرد. فرایند مطلوب این است که تا جائیکه امکان داشته باشد انرژی در دمای پائین تری دفع گردد تا مساحت P-V محصور بزرگی به دست آید. در عمل، پائین ترین دمای متداول برای دفع انرژی، دمای محیط است. و همواره ملاحظات عملی معین می کنند که دمای دفع انرژی به طور چشمگیری بالای دمای محیط باشد بنابراین، لازم است.

انرژی در گازهای خروجی یک موتور دفع شود تا کار مفید به دست آید. بازده استاندارد هوا نشانگر حداقل مقدار دفع انرژی برای یک چرخه معینی است. هم چنین بازده استاندارد هوا نشان می دهد که بدست آوردن دمای چرخه حداکثر بالایی مورد نظر است. این بدین معنی است که دیواره های سیلندر، سر سیلندر، امثال آن بایستی خنک کاری شوند تا از روغنکاری قطعات در حال حرکت و مقاومت مکانیکی خوب حاصل گردد، چون راندن یک موتور در دمای ماکزیمم بالایی و از میان برداشتن قسمتی از انرژی آزاد شده با سیستم خنک کاری خیلی موثر تر از راندن یک موتور بدون خنک کاری با دمای پایین است. تلفات دیگر در یک موتور واقعی از اصطکاک، مقاومت هوا در قطعات در حال حرکت، امثال آن ناشی می شود. قسمتی از این تلفات به آب سیستم خنک کاری انتقال و مقداری از ان به عنوان گرما به روغن انتقال می یابد این تلفات به وسیله تابش و همرفت گرمایی به بیرون از موتور انتقال داده می شود. بنا براین امکانپذیر است که یک موازنه گرمایی تنظیم شود که مشخص کند چقدر از انرژی تهیه شده از سوخت به کار مفید، به سیستم خنک کاری، به گازهای خروجی تبدیل و چه قسمت از آن به صورت تابش و همرفت به محیط اطراف انتقال می یابد .

در تحقیقی، (چالن[1] و همکاران ۱۹۹۹) انتقال حرارت موتور به سیستم آب خنک بررسی شد وافزایش درجه حرارت موتور، خود را در افزایش مصرف سوخت نشان داد و ضخامت دیواره ۵/. تا ۲/۱ میلیمتر در نظر گرفته شد نتایج نشان داد توان ۷-۱۳ درصد کاهش را در پی خواهد داشت و مصرف سوخت ٤-۱۰ درصد افزایش را نشان داد .

در تحقیقی (موئیسیو[2] و همکاران ۱۹۷۱)اثر دو سیستم خنک کاری مجزا و متفاوت روی موتورپرکینز۱۵٤/٤ پاشش مستقیم تست گرفته شد که در طول فاز خنک کاری تغییرات دمای سیستم خنک کاری کمتر از ۱ درجه سانتی گراد بوده است و دمای سرسیلندر دارای توزیع حرارت یکنواختی بوده است فشار بخار در طی روش ۲ فازی نسبت به سیستم تک فاز دارای افزایش بوده است لذا ماکزیمم فشار بخار در سیستم دو فازی توسط راهکاری محدود شد و نتیجه بازیافت ٤۷/. تا ۵/۱ کیلو وات انرژی بوده است .

در تحقیقی دیگر بر روی موتور دیزل چهار زمانه(حنیفی[3] و کامگار ۱۳۸۸) رابطه میان مصرف سوخت ویژه ترمزی و بار موتور بررسی شد که نشان داد در نسبت تراکم های بالاتر و بار بیشتر بر روی موتور مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش خواهد یافت.

مواد و روش‌ها

برای بررسی چگونگی انرژی حاصل از احتراق سوخت بین کار مفید، اگزوز، خنک کن و تابش و امثال آن تقسیم می شود و چگونه این تقسیمات با سرعت و بار مفید تغییر میکند ، آزمایش موازنه انرژی برای یک موتور چهار زمانه دیزل انجام شد . فاکتورهای مورد اندازه گیری عبارتند از :

الف- آهنگ جرمی جریان ورودی سوخت، خنک کن و هوا

ب- دمای سوخت ورودی ، ورودی مایع خنک کن و هوا

[1]. Challen.B
[2]. Moiseev,A.F
[3]. Hanifi & kamgar

ج – دمای اگزوز

د– دمای خروجی خنک کن

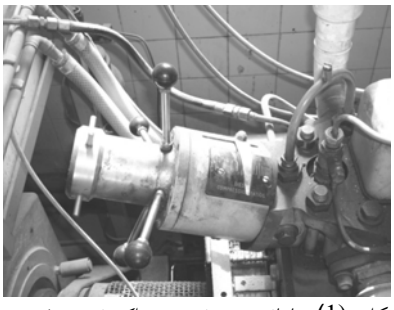
ه – قدرت ترمزی

در صورتیکه لازم باشد که انتقال گرمای همرفتی و تابشی اندازه گیری شوند ، در اینصورت لازم است که موتور محصور گردد. اینگونه آرایش حجیم بوده ، و از نظر آب بندی هوا مشکل خواهد بود ودر این حالت بایستی مقداری برای تابش از مانیفولد اگزوز در نظر گرفته شود . لذا با محاسبه تلفات انرژی سیستم خنک کننده ،گازهای خروخی و توان ترمزی می توانیم مقدار تلفات تابش را محاسبه نماییم . در این تحقیق اثر تلفات حرارتی بر مصرف سوخت ویژه موتور دیزل با مشخصات جدول ۱ مورد بررسی قرار گرفت

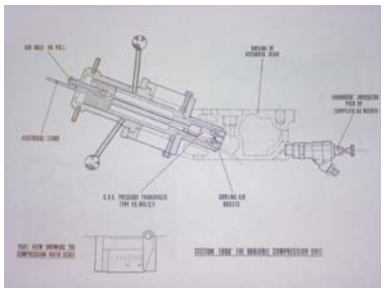
جدول ۱، مشخصات موتورتحت آزمایش.:

تعداد سیلندر	۱
چرخه موتور	٤ زمانه
سامانه احتراق	پاشش مستقیم
سامانه مکش هوا	مکش طبیعی
سامانه خنک کاری	خنک کاری با آب
قطر سیلندر	۹۰Mm
طول کورس	۱۲۰Mm
حجم سیلندر	۰.۷٦۳٤ Litre
نسبت تراکم	۱۵:۱الی ۲۰:۱
سرعت اسمی موتور	۱۸۰۰rpm
گشتاور در سرعت و بار اسمی	۹اسب بخار

این موتور دارای سامانه نسبت تراکم متغیر می باشد که در شکل ۱و ۲ نشان داده شده است که با تغییر حجم محفظه اتاقک احتراق، نسبت تراکم نیز تغییر می یابد موتور به یک دینامومتر الکتریکی متصل می باشد این دینامومتر از نوع جریان مستقیم با سیم پیچی موازی می باشد که از طریق آن قادر به کنترل و بارگذاری روی موتور هستیم (شکل۳).



شکل .(1) سامانه تغییر نسبت تراکم نصب شده



شکل .(2)نمای برش خورده سامانه

نسبت تراکمهای انتخابی برای تست با توجه به شرایط عملکرد موتور و حالت بدون خفگی انتخاب گردید و آزمایش تحت حالت

شکل .(3)دینامومتر الکتریکی ساخت شرکتTecquipment

بارهای مختلف انجام گرفته است به این معنی که برای شبیه سازی حالت زیر بار بودن موتور ، گشتاور تولیدی موتور توسط ژنراتور تحویل گرفته می شود و گشتاور موتور توسط کلیدهای بارگذاری و مقاومتهای متصل به ژنراتور مستهلک می شود تعداد ۲۰ کلید در پانل دستگاه وجود دارد که به صورت موازی در مدار بسته شده اند و هر یک گشتاوری معادل ۲/۷ نیوتن متر را جذب می نماید .

محاسبات موازنه گرمایی:

رابطه کلی (۱) یک موازنه گر مایی در موتور دیزل نمونه چهار زمانه می باشد که دررابطه $\dot{E}$ انرژی تابش و همرفت می باشد حال آهنگ انرژی ورودی سوخت$\dot{E}_f = C_L * \dot{M}_f$که در آن $\dot{M}_f$آهنگ جرمی جریان سوخت به موتور می باشد و C_Lارزش گرمایی پایینی سوخت می باشد آهنگ انرژی جریان رفته به خنک کن رابطه(۲) با واحد کیلووات است پارامترهای موثر در انرژی تلف شده سیستم خنک کننده به شرح زیر است .

$$\dot{E}F = \dot{E}\,b.\,p. + \dot{E}c + \dot{E}\,e + \dot{E} \qquad (۱)$$

$$\dot{E}c = \dot{M}C\ .\ C_{pc}.\ [\ T_{cout} - T_{CiN}] \qquad (2)$$

که در آن

$\dot{M}C$ = آهنگ جرمی جریان خنک کن Kg/s

C_{pc} = گرمای ویژه خنک کن

اگر برای هوا ، C_{pc} = ۱/. KJ/kg ^0K

اگر برای آب ، C_{pc} = ٤/۱۹ KJ/kg ^0K

T_{cout} = دمای خروجی خنک کن ^0K

T_{CiN} = دمای ورودی خنک کن ^0K

و آهنگ جریان انرژی به اگزوز

$$\dot{E}\,e = (\dot{M}air + \dot{M}f).c_{pe}.T_e - \dot{M}air\ .1/0.\ T_{air} - \dot{M}f\ .\ C_{pf}.T_f \qquad (۳)$$

که در آن

$\dot{M}\,air$ = آهنگ جرمی جریان هوا

بنابراین

$(\dot{M}air + \dot{M}f)$ = آهنگ جرمی جریان اگزوز

T_e = دمای اگزوز ^0k

T_{air} = دمای هوای ورودی ^0k

T_f = دمای سوخت ورودی ^0k

C_{pf} = گرمای ویژه سوخت

C_{pe} = گرمای ویژه گازهای اگزوز که تابعی از ترکیب سوخت ، نسبت هوا به سوخت و دمای اگزوز است

برای یک موتور بنزینی یا موتور اشتعال تراکمی با شانه پمپ انژکتور در موقعیت کاملا باز ، کافیست مقادیر زیر را در نظر بگیریم

$Cpa = 0.988 + 0.230 * 10^{-3} * Te + .050 * 10^{-6} (Te)^2$ Kj/kgc^0 (۴)

برای بارنیمه، فرمول زیر صادق است :

$C_{pa} = \{[C+1.001*a]+[D+0.0001337*a]*Te - [E+2596*a]/Te^2\}/(1+a)$ (۵)

که C وD وE از جدول ۲. به دست می آیند.

سوخت	ارزش حرارتی پایین KJ/Kg	چگالی	گرمای ویژه KJ/kg Ċ	C	D	E
گازوئیل	٤٢٤١٠	/٨٤٠	١/٩٩٣	٢/٠٦٣	/٠٠٠٨٧٨٧	٤٤٠٢١

آهنگ جریان هوا به موتور به وسیله مخزن وروزنه ای که دارای فرمول زیر است اندازه گیری می شود :

$\dot{M}$ air = /٠٠٥٦٨ $\sqrt{}$ (ΔH × Pair) Kg/s (٦)

که در رابطه

ΔH = افت فشار در روزنه بر حسب میلیمتر آب

Pair = جرم مخصوص هوای ورودی بر حسب Kg/m3

آب خنک کاری از لوله کشی شهر بدون گردش مجدد برداشته می شود .

برای شار حرارتی در سر سیلندر موتور چهار زمانه دیزل فرمول تجربی زیر صادق است،

رابطه(۷)

$$q = f(\frac{G}{A_P})^{0.7\Xi}(\frac{P_a}{P_b})^{0.3} * T_b/T_a$$

با توجه به رابطه بالا داریم

q شار حرارتی w/mm^2 ،

f فاکتور شارحرارتی w/mm^2 ،

Gآهنگ جریان سوخت به موتور g/h ،

A_pمساحت سطح روی پیستو mm^2،

P_a, P_bبه ترتیت فشار تقویت شده توسط توربو و فشار ورودی bar ،

$T_b T_a$ به ترتیب دمای تقویت شده توسط توربو و دمای ورودی بر حسب کلوین می باشد .

مصرف سوخت ویژه ترمزی با استفاده از رابطه (۸) محاسبه گردید .

$$bsfc = \frac{V_f \times \rho \times 3600}{\Delta t \times pb}(gr/KW.hr) \qquad (۸)$$

که در آن :

V_f = حجم پیپت سوخت (ml)(حجم پیپت سوخت برابر ۱۵ سی سی بوده است)

ρ = وزن مخصوص سوخت (gr/lit)

Δt = فاصله زمانی برای مصرف شدن مقدار معین سوخت s

Pb= توان ترمزی موتور (kW)

مقادیر مصرف سوخت ویژه ترمزی از میانگین ۳ برداشت متوالی بدست آمد .

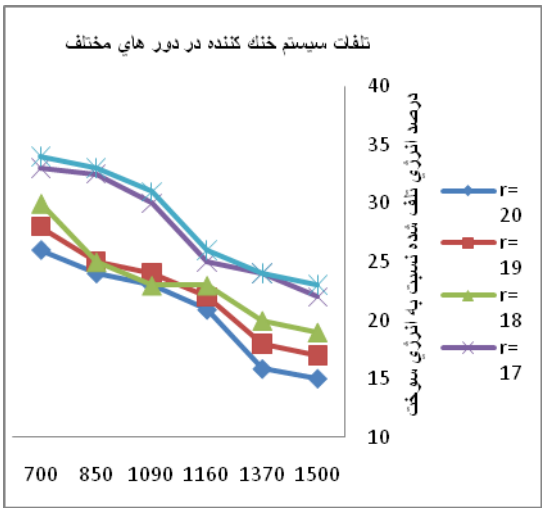
نکته : در این آزمایش از توربوشارژ استفاده نشده است لذا از اثرات آن هم صرف نظر می شود fفاکتور شار حرارتی به طراحی موتور وابسته است .

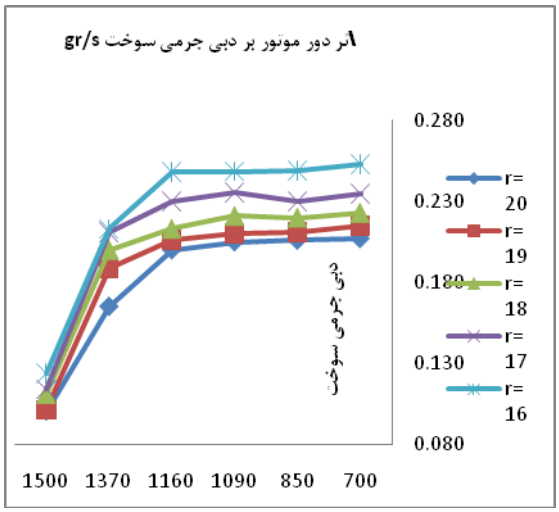
نتایج و بحث

پس از انجام آزمایشات وداده برداری، نتایج در شکلهای ٤ الی ۱۲ درج گردیده است. همان گونه که از شکل ٤ مشاهده می شود اولین نکته ای که باید توجه کرد این است که بین آهنگ جریان انرژی سوخت و سرعت موتور رابطه خطی وجود دارد. این رابطه در شکل ٤ نشان داده شده است، و از آنجائیکه خط می تواند برونیابی شده و از مرکز مختصات می گذرد، در نتیجه شکل به ما بیان می کند که سوخت پاشیده شده به ازا هر چرخه در شانه کاملا باز در واقع مستقل از سرعت موتور است .

جدول ۱. مصرف سوخت در نسبت تراکمهای مختلف و دور های مختلف تحت بار

نسبت تراکم	r=20	19	18	17	16
دور موتور rpm					دبي جرمي سوخت گرم برثانيه
1500	0.207	0.215	0.223	0.235	0.253
1370	0.206	0.211	0.220	0.230	0.249
1160	0.205	0.210	0.221	0.236	0.249
1090	0.200	0.206	0.213	0.230	0.248
850	0.165	0.189	0.200	0.211	0.213
700	0.100	0.101	0.111	0.114	0.124



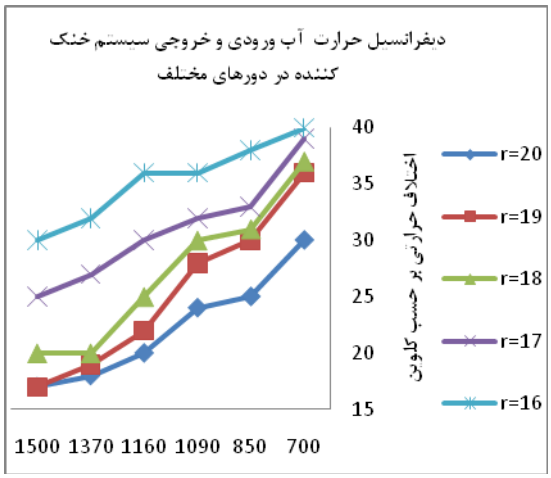


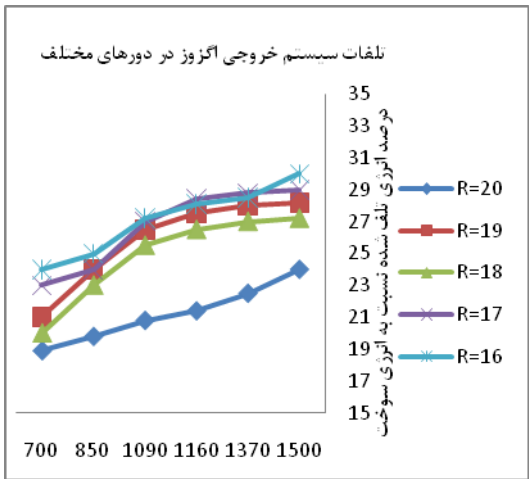
شکل ٤ : اثر نسبت تراکم در کاهش دبی جرمی سوخت شکل ٥ : نمودار تلفات حرارتی خنک کننده در دورهای مختلف

جدول٢ . انرژی تلف شده توسط سیستم خنک کاری نسبت به انرژی معادل سوخت

نسبت تراکم	16	17	18	19	20
دور موتور					انرژي تلف شده %
1500	23	22	19	17	15
1370	24	24	20	18	16
1160	26	25	23	22	21
1090	31	30	23	24	23
850	33	33	25	25	24

شیب کاهشی منحنی های تلفات انرژی در سیستم خنک کننده رااین طور می توان تفسیر نمود که آهنگ انتقال گرمای لحظه ای از دیواره سیلندر و انتقال گرما به ازاء هر چرخه با افزایش سرعت پیستون ، یعنی با سرعت موتور، کاهش پیدا خواهد کرد، چون انرژی آزاد شده سوخت به ازاء هر چرخه الزاما ثابت است ، درصد اتلاف انرژی به خنک کن با افزایش سرعت موتور کاهش خواهد یافت .





شکل ٦: اختلاف حرارتی آب ورودی و خروجی خنک کننده شکل ٧:نمودار تلفات گازهای خروجی

با توجه به نمودار اختلاف درجه حرارت آب ورودی و خروجی سیستم خنک کننده به عنوان معیاری برای کاهش تلفات سیستم خنک کننده و کم کردن مصرف سوخت ویژه در نظر گرفته شده است و البته درجه حرارت موتور را در راندمان ترمزی آن باید در نظر گرفت که این دو باید در مصالحه باشند. فشار، و در نتیجه دما، در انتهای تراکم بیش از یک سوم مقدار ماگزیموم بار کامل است. بنابراین دماهای چرخه متناسب با آهنگ جریان سوخت افت پیدا نمی کند. نتیجه این کار درصد بالاتری از اتلاف انرژی خنک کاری در بار کم می شود .

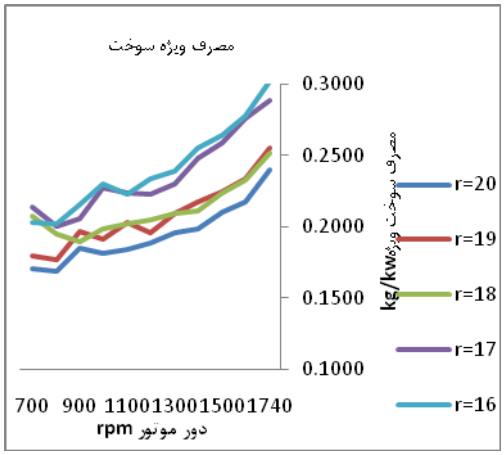
همان طوری که در نمودار ۷ می بینید درصد اتلاف انرژی به گازهای اگزوز با سرعت موتور افزایش می یابد نمودار افزایشی منحنیهای درصد تلفات انرژی سیستم گازهای خروجی تاکید بر این دارد که گاز باقیمانده داغ بر روی عملکرد موتور به وسیله انتقال گرما به بار جدید سیلندر اثر می گذارد . در سرعت های بالای موتور روبش چندان موثر نیست زیرا زمان بندی سوپاپ طوری طراحی شده که باعث می شود روبش قابل قبول را در گستره کامل سرعت موتور ارائه بدهد . افزایش جرم گاز باقیمانده در سرعت بالای موتور ، همراه با کاهش انتقال گرما به خنک کن در چرخه سبب افزایش دمای چرخه و ، به ویژه ، دمای اگزوز می شود .

جدول۳.دمای اگزوز موتور در نسبت تراکمهای مختلف تحت بار

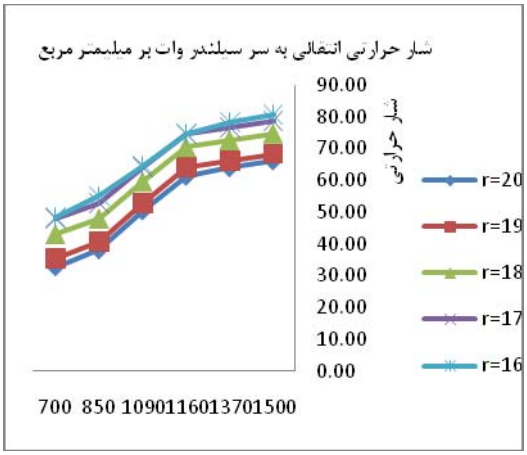
نسبت تراکم	20	19	18	17	16
دور موتور rpm					دماي اگزوز موتور(درجه سانتیگراد)
1740	345	380	435	490	460
1600	320	325	375	425	450
1500	290	300	345	375	400
1400	260	270	305	350	360
1300	240	250	290	325	325
1200	225	230	265	300	300
1100	205	220	250	275	285
1000	180	200	225	250	250
900	175	180	200	225	240
800	160	165	180	200	210
700	150	150	170	180	180

افزایش در دمای اگزوز ، تا حدودی با کاهش در جرم بار سیلندر ناشی از بازده حجمی پائین تر جبران می شود به هر حال ، نتیجه افزایشی در درصد اتلاف انرژی به اگزوز با سرعت موتور به وجود می آید .

دمای پوسته بیرونی موتور با توجه به سرعت آن به مقدار کمی افزایش می یابد . با درک این واقعیت که اتلاف گرمایی به وسیله تابش از موتور متناسب با دمای مطلق پوسته موتور به توان چهار است ، اهنگ اتلاف انرژی به وسیله تابش با ازدیاد سریع در آهنگ انرژی ورودی سوخت که از افزایش سرعت موتور حاصل می شود نمی تواند برابری نماید. در حالیکه درصد اتلاف انرژی به خنک کن ، اتلافات انرژی تابشی با سرعت موتور کاهش می یابد . این امر سبب می شود که افزایش جزئی در درصد کار محوری، یا بازده گرمایی ترمزی با سرعت موتور به وجود آید



شکل ۸.مصرف سوخت ویژه ترمزی تحت بار کامل



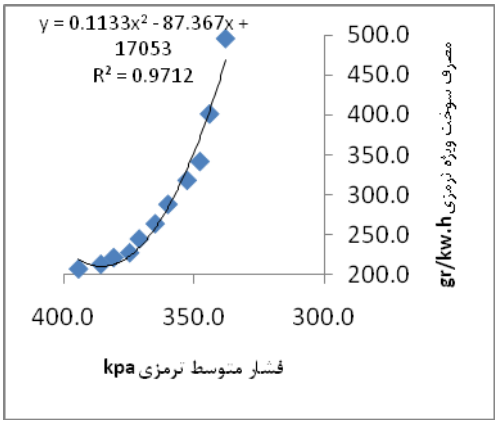
شکل۹.شار حرارتی انتقالی به سر سیلندر در بار کامل

مصرف سوخت ویژه ترمزی با افزایش نسبت تراکم موتور و افزایش بار روی موتور کاهش می یابد و لذا بازده گرمایی موتور افزایش می یابد.

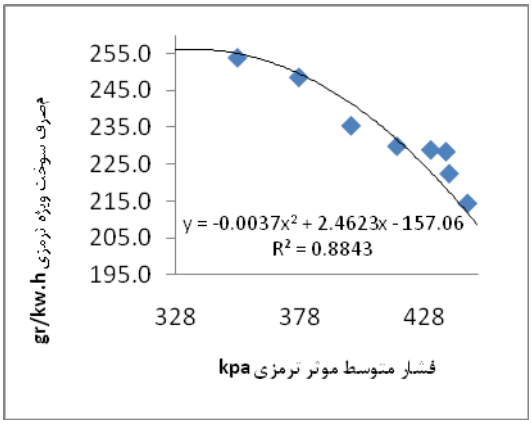
جدول٤.مصرف سوخت ویژه ترمزی تحت بار کامل موتور

	r=20	19	18	17	16
دور موتور دور در دقیقه					مصرف سوخت ویژه kg/kw.h
1740	0.2402	0.2555	0.2518	0.2887	0.3021
1600	0.2174	0.2341	0.2328	0.2761	0.2778
1500	0.2104	0.2244	0.2239	0.2591	0.2640
1400	0.1985	0.2178	0.2112	0.2482	0.2550
1300	0.1956	0.2098	0.2089	0.2304	0.2390
1200	0.1891	0.1960	0.2044	0.2231	0.2337
1100	0.1837	0.2034	0.2018	0.2240	0.2232
1000	0.1812	0.1916	0.1985	0.2274	0.2302
900	0.1852	0.1966	0.1892	0.2060	0.2160
800	0.1686	0.1767	0.1953	0.2004	0.2020
700	0.1710	0.1797	0.2073	0.2141	0.2031

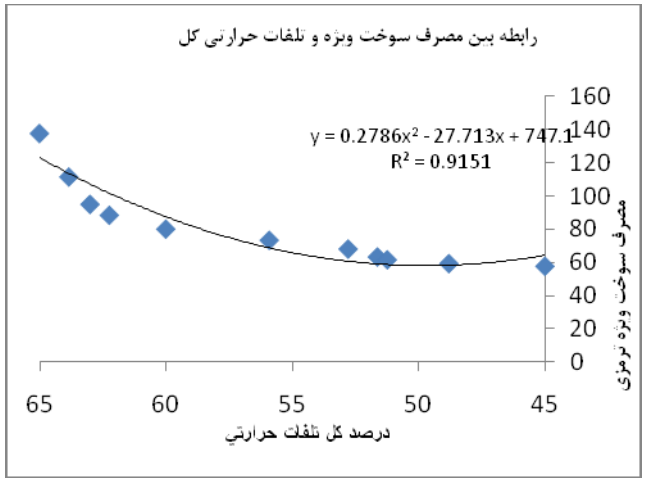
همان طوری که از شکل ۹ پیداست شار حرارتی انتقالی رابطه مستقیم با دبی جرمی سوخت دارد و از آنجا که در نسبت تراکم بالاتر آهنگ مصرف سوخت ویژه کاهش می یابد لذا آهنگ شار انتقالی به سرسیلندر هم کاهش خواهد یافت لذا در نسبت تراکم بالاتر یکنواختی توزیع حرارتی در نقاط داغ سرسیلندر بیشتر است .



شکل ۱۰. در حالت بی باری



شکل ۱۱. در حالت نیمه بار



شکل۱۲. همبستگی میان مصرف سوخت ویژه ترمزی و درصد تلفات حرارتی کل در بار کامل

شکل۱۰و۱۱،به ترتیب همبستگی میان مصرف سوخت ویژه ترمزی با فشار متوسط ترمزی در حالت بدون بار و بار نیمه را نشان می دهد همان طوری که از نمدارها پیداست بر اساس نتایج به دست آمده مصرف سوخت ویژه برای موتور تحت بار کمتر از حالت بی باری است. شکل۱۲، همبستگی میان مصرف سوخت ویژه ترمزی درصد تلفات حرارتی کل راتحت بار کامل نشان می دهد که از نوع درجه ۲ می باشد.در فشارهای متوسط موثر بالاتر ترمزی تحت بار کامل مصرف سوخت ویژه کاهش می یابد که دلیل آن کاهش تلفات حرارتی و اصطکاکی موتور می باشد. این نمودار دارای نقطه بهینه ای می باشد که به پارامترهای طراحی موتور وابسته است . درصد تلفات حرارتی کل در دور های بالاتر موتور به دلیل کوتاه شدن زمان هر چرخه موتور کاهش می یابدو البته کوتاه شدن زمان هر چرخه بر افزایش تعداد چرخه ها برتری دارد. اختلاف آب ورودی و خروجی در هر چرخه در کاهش تلفات مهم تلقی می شود لذا آب ورودی ۵۵ درجه سانتیگراد در این تحقیق بهینه یابی شد

نتیجه گیری :

فشار ، و در نتیجه دما ، در انتهای تراکم بیش از یک سوم مقدار ماگزیموم بار کامل است . بنابراین دماهای چرخه متناسب با آهنگ جریان سوخت افت پیدا نمی کند . نتیجه این کار درصد بالاتری از اتلاف انرژی خنک کاری در بار کم می شود .

نسبت دمای مطلق در بار کم به بار کامل در سرتاسر مرحله انبساط تقریبا در مقدار ۷/. باقی می ماند . لیکن ، نسبت اختلاف دمای اگزوز و دمای ورودی در بار کم به بار کامل تقریبا ۵/. است . این نسبت در واقع شبیه به نسبت آهنگ جریان سوخت در بار پایین به بار کامل است . بنابراین درصد اتلاف انرژی اگزوز با افزایش بار به مقدار جزئی کاهش پیدا می کند .

تغییر بار در موتور اثر مهمی در دمای محفظه لنگی و کارتل دارد . این مساله همراه با این واقعیت که تابش انرژی متناسب با توان چهارم دمای مطلق سطح در حال گسیل تابش است . همچنانکه بار افزایش پیدا می کند ، سبب افزایشی در سهم اتلاف انرژی به وسیله تابش می گردد . نتیجه این تلفات منحنی بازده گرمائی ترمزی است ، که همچنانکه بار از موتور برداشته می شود مقدار آن کاهش می یابد .

همبستگی میان مصرف سوخت ویژه ترمزی و درصد تلفات حرارتی کل از نوع درجه ۲ می باشد که دارای نقطه بهینه ای می باشد که به پارامترهای طراحی موتور وابسته است در این مورد ضریب تبیین ۰/۹۱۵ بوده است .

منابع و مآخذ

۱. حنیفی ،شهرام.کامگار، سعادت . بررسی نسبت تراکم بر میزان مصرف در یک موتور چهار زمانه دیزل.۱۳۸٦

2. Challen.B &Baranescu.R, 1999.Diesel engine, reference book,
3. ASAE.1981.ASAE yearbook.st.Joseph, MI
4. ASTM.1977.Test methods for rating motor, diesel and aviation fuels.philadelphia,PA.
5. Kulhuvy, J.T.1964.Tractor engine cooling .ASAE paper 64-637.ASAE, St.Joseph,MI.
6. Moiseev, A.F .Preventing scaling in Automobile engine, Moscow : Transport,1971.

Thermal analysis of losses in a four-stroke diesel engine and its effect on specific fuel consumption

Abstract

In this paper, the heat transfer engine functional variables was studied such as: engine speed, load , pressure , brake mean effective ratio. With increasing engine speed, maximum velocity of inlet and exhust gases was higher in compression ratio of 20 at full load speed. With increasing engine load, the total mass flow with small changes and therefore showed the heat transfer coefficient of displacement engine was independent of load. Increased compression ratio, changed heat transfer fluid to the cooling rate very little, and emissions were cooler. In total, specific fuel consumption decreased with increased compression ratio and working at full load speed engine.
brake speciefic fuel consumption correlated with the total heat losses ,so ,it has optimal point in reducing the speciefic fuel consumption with total heat losses.

Keywords: heat losses, four-stroke diesel engine.