تأثیر پر خورانِ فشار محدود همراه با اینترکولینگ

بر کاهش دود سیاه در موتورهای اشتعال تراکمی

دکتر محسن قاضی خانی
استاد یار گروه مکانیک

کامران مهردادی
دانشجوی کارشناس ارشد تبدیل انرژی

kmehrdadi@yahoo.com

دانشکده مهندسی ، دانشگاه فردوسی مشهد

واژه های کلیدی : پرخوران ، اینترکولینگ ، حدِ دود ، آلایندگی مخصوص ، شاخص آلایندگی

چکیده :

پژوهش حاضر بر یافتن راهکاری عملی برای کاهش دود سیاه در موتورهای دیزل متمرکز گشته است .متأسفانه بعلت آنکه بیشتر وَسایل حمل و نقل شهری در باری بیشتر از ماکزیمم گشتاور حد دود کار می کنند، احتراق در این موتورها همراه با تولید مقدار زیادی دوده است که این بعلت نیافتن هوای کافی در فرایند احتراق و طولانی شدن سه مرحله اول احتراق می باشد.بنابراین برای تأمین هوای کافی در شرایط مختلف کار موتور دیزل تنفس طبیعی به ویژه زمانی که موتور در شرایطی بالاتر از حد دود کار می کند ، در این پروژه، امکان استفاده از سیستم سوپر شارژر (از نوع کمپرسور روتس) بمنظور پر خورانی فشار محدَود برای موتور دیزل پرکینز۴/۱۰۸ بررسی شد. پرخوران فشار محدود تا میزان bar ۰/۲ صورت گرفته است .این میزان افزایش فشار مانی فلد ورودی، با توجه به اینکه مقداری از کار تولیدی موتور نیز توسط کمپرسور مصرف می شود، قدرت ترمزی موتور را ثابت نگاه داشته است. این در حالیست که میزان دوده تولیدی کاهش یافته است .همچنین میزان دوده بر حسب پارامتر آلایندگی مخصوص و شاخص آلایندگی در تمام دورها کاهش یافته است. افزودن اینترکولینگ به سیستم پرخوران فشار محدود، علاوه بر اینکه اندکی قدرت ترمزی تولیدی را بهبود بخشیده است ، مَیزان دوده خروجی از اگزوز بر حسب میلی گرم بر ثانیه وهمچنین پارامترهای آلایندگی مخصوص و شاخص آلایندگی را نسبت به حالت پرخوران بدون اینترکولینگ کاهش داده است .

۱- مقدمه : دیزلها ماهیتاً بازدهی بالایی داشته و هزینه جاری کمی دارند. کارائی و دوام سنتی آنان موجب گردیده است تا مقام نخست استفاده در کامیونها و اتوبوسها را به خود اختصاص دهند. متأسفانه در ایران به علت کمبود در سیستم حمل و نقل شهری با توجه به جمعیت، اکثر این وسایط در باری بالاتر از گشتاور حدّ دود کار می‌کنند. در معضل آلودگی هوا در شهری چون تهران با وجود ۷۸۰ هزار خود روی فعال

هـزار واحـد صـنعتی [۱] بـا مصرف حدود ۲۰ درصد از کل انرژی کشور، نمود بسیار بیشتری دارد. و در صورت اندیشه نکردن برای راه‌حلی مناسـب و عـاجل مـی‌رود تا کشور را با بحران زیسـت محیطـی جـدی روبرو سازد. علاوه بر مشـکل گفـته شـده، بـه کارگـیری خـودرو در ارتفاعاتـی غـیر از ارتفاعـات مدنظر در طراحی موتـور باعـث کاهش هوای ورودی به موتور و در نتیجه ناقص سوختن سوخت خواهد شد که خود باعث تشکیل ذرات معلق و ایجاد آلودگی در اگـزوز خروجـی از موتـور است. بنابر آنچه گفـته شـد،پژوهش حاضر به کاهش آلودگی در موتورهای دیزل معطوف گشته است ē

۲- آلاینده‌ها در موتورهای اشتعال تراکمی

موتورهای دیزل در نشر آلاینده‌هایی از قبیل CO_2 ، CO وUHC نسبت به موتورهای بنزینی مزیت نسبی دارند ولی پخش NO_x و ذرات ریز، هنوز از مسائل مهم این موتورها به شمار می‌رود. ذرات منتشره از دیزل، بخاطر ترکیبات شیمیایی خاص و داشتن اندازه بسیار کوچک، موجب افزایش توجه به مسائل سلامتی و امور زیست محیطی گردیده‌اند. حدود ۰/۲ تا ۰/۵ درصد از جرم سوخت مصرفی موتورهای دیزلی به صورت ذرات ریز با قطری حدود ۰/۱ میکرومتر در محیط منتشرمی‌شوند که قسمت عمده آن را دوده تشکیل می‌دهد[۲]. مواد ریز دیزلی عمدتاً از سه جزء تشکیل یافته‌اند، دوده (Soot) بوجود آمده در طی احتراق، هیدروکربنهای سنگین مایع شده یا جذب شده بر روی دوده (Particulate Matter) و نهایتاً سولفات‌ها. براساس آخرین تحقیقات انجام شده، نمی‌توان برای ذرات منتشره از دیزل حد مجازی را ارائه نمود. به نحوی که کمتر از این حد، بتوان گفت که این ذرات خطری برای سلامتی و بهداشت ایجاد نمی‌نمایند. این تحقیقات نشان می‌دهد که مواد خروجی از دیزلها در هر حدی که باشند احتمال سرطانزائی دارند [۳].

۳- پرخورانـی فشـار محـدود در موتورهای اشتعال تراکمی

نکته ای که اساس پژوهش حاضر را تشکیل می دهد این است که به ازای قدرت خروجی معین، با افزایش چگالی هوای ورودی به موتور دیزل، امکان استفاده از نسبت سوخت و هوای پایینتر به وجود می آید. در موتورهایی که برای کارپر خورانی طراحی نشده باشند ، اغلب با پرخورانی جزئی آنها، افزایش نسبتاً کمی در قدرت، و بهبود قابلیت اطمینان و دوام حاصل می شود. این در صورتی است که افزایش جریان هوا در اثر پرخورانی، با افزایش نسبتاً کمتری در جریان سوخت همراه باشد، در نتیجه دماهای احتراق، انبساط و تخلیه کاهش می یابد و دود و ته نشست مواد نیز کمتر می شود. به دلایل فوق، بسیاری از موتورهای دیزلی که قبلاً به صورت پرخورانی طراحی نشده‌اند در حال حاضرمی توانند به سیستم پرخورانی مجهز گردند.

٤-پرخورانی مکانیکی بوسیله کمپرسور روتس

یک انتخاب در میان پرخورانهای جابجایی مثبت، کمپرسور روتس می‌باشد. دو روتور بوسیلهٔ چرخدنده با یکدیگر درگیر شده‌اند. اساس کار در این کمپرسور بدین‌طریق است که هوای به تله افتاده در فضای بین روتورها و بدنه به سمت دهانه خروجی حمل می‌شود بدون آنکه تغییر محسوسی در حجم ایجاد گردد. هنگامیکه این فضا در خط خروجی باز می‌شود، بطوریکه دهانه مکش بسته است، ناگهان هوای به تله افتاده، توسط جریان برگشتی(Back flow) از خط خروجی فشار بالا متراکم می‌گردد [٤] .

تولید خروجی متناوب به شکل گفته شده باعث گشتاور غیریکنواخت بر روی روتور و فشار ضربانی در خط خروجی می‌شود. کمپرسورهای روتس برای نسبت فشارهای

کوچک (حدود ۱/۲) بسیار مناسب هستند [٤].

کار محوری لازم برای تحویل حجم واحد جرم (ν_m) با فرض فرآیند بازگشت‌پذیر و مقدار ثابت (ν_m) از فشار P_1 تا P_2

(۱)

$$w = \int_{P_1}^{P_2} \nu_m dp$$

(۲)

$$w = -\nu_m (P_2 - P_1)$$

و دبی جرمی جریان یافته از کمپرسور از فرمول زیر بدست می‌آید:

(۳)

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_0/T_{std}}}{P_0/P_{std}} = const \times \rho_i \eta_v N R^2 l$$

که در آن، R شعاع روتور، l طول کمپرسور ، N سرعت و η_v بازده حجمی است و زیرنویسهای i و o و std بترتیب بیانگر شرایط ورودی، سکون ورودی (Inlet stagnation) و استاندارد اتمسفریک می‌باشند. مزیت کمپرسورهای روتس سادگی مکانیکی آنها و محدود نشدن محدوده کارآیی آنها به ناحیه برگشت جریان (ناپایداری) و خفگی(Surge and choking) است که برای کمپرسورهای سانتریفوژ در سیستم توربوشارژ ایجاد می گردد. البته از معایب کمپرسورهای روتس، صدای بیشتر، بازده مکانیکی ضعیف و لذا اندازه بزرگ آنها را، می‌توان برشمرد [٤].

۵- نحوه انتخاب کمپرسور مناسب برای موتور پرخوران

اساس انتخاب اندازه کمپرسور بر مقدار هوای موردنیاز موتور خواهد بود. که این هوای مورد نیاز تابعی از حجم جابجایی(Swept volume) سرعت موتور، فشار و دمای پرخوران و میزان جریان اسکونجینگ (Scavenge flow) است [٥] . با فرض معلوم بودن پارامترهای فوق یک تخمین اولیه برای نرخ جریان جرمی هوای یک موتور چهارزمانه به قرار زیر خواهد بود:

(٤)

$$\dot{m} = \frac{N}{2} \times V_{sm} \times \rho_m \times \eta_{vol}$$

دانسیته هوا در مانی فلد ورودی عبارت است از :

(٥)

$$w = \int_{P_1}^{P_2} \nu_m dp \qquad \rho_m = \frac{P_m}{RT_m} \approx \frac{P_2}{RT_2}$$

فشار افزایش یافته (P_m) برای تولید یک قدرت خروجی معین ($\dot{m}$) خواهد شد. که البته این مقدار تابع حد تنش‌های مکانیکی و حرارتی خواهد بود. با فرض یک مقدار برای بازده آیزنتروپیک کمپرسور، دمای پرخوران (T_m) (دمای منی‌فلد ورودی پرخوران) از فرمول زیر بدست خواهد آمد:

(٦)

$$T_m = T_a + \frac{T_a}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_m}{P_a}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right] \approx T_i + \frac{T_i}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_2}{P_i}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\right]$$

از معادلات (۱) تا (٦) و معلوم بودن مقادیر فشار و دمای محیط، و نسبت فشار مورد نیاز کمپرسور در قدرت ماکزیمم، نرخ جریان جرمی هوا برای قدرت ماکزیمم به دست خواهد آمد. اگر میزان بازده حجمی موتور در حالت پرخوران معلوم نباشد، می‌توان فرض نمود که افت موجود در مانی‌فلد هوا، سوپاپها و همچنین تأثیرات حرارتی با اثرات اینرسی جریان هوای متراکم در اثر پرخورانی خنثی می‌شود. در این صورت می‌توان نتیجه‌گیری کرد که دانسیته هوای ورودی در مانی‌فلد، قابل جایگزین با دانسیتهٔ هوا در سیلندر موتور است [٦] . راندمان حجمی در موتور پرخوران با توجه به تعریف شرایط ورودی می‌تواند کمتر از ۱ یا بیشتر از ۱ باشد. اگر نسبت به فشار و دمای منی‌فلد سنجیده شود راندمان کمتر از ۱ است ولی اگر نسبت به فشار و دمای محیط سنجیده شود بیشتر از یک است.

٦- خنک کاری هوای ورودی

دلیل اصلی در پرخورانی موتورها افزایش قدرت خروجی از موتور بدون نیاز به افزایش حجم جابجایی آنها می‌باشد. این عمل با بالا بردن فشار در مجرای ورودی به دست می‌آید. بنابراین جرم هوای ورودی به سیلندر در فرآیند مکش افزایش یافته و امکان اینکه سوخت بیشتری همراه با آن مشتعل شود، ایجاد می‌گردد [۵].

اما باید توجه داشت که هرگونه افزایش فشار هوای تنفسی موجب افزایش دما می گردد که این نیز به نوبه خود ۱) جرم مخصوص هوای تنفسی را کاهش می‌دهد؛ ۲) سطح تمام دماها را در طول چرخه و بنابراین تنشهای گرمایی داخل موتور را افزایش می‌دهد؛ ۳) دمای گازهای تخلیه و بنابراین دمای پره‌های توربین (در موتورهای توربورشارژر) را افزایش می‌دهد. بنابراین لحظه‌ای فرا می‌رسد که هرگونه افزایش فشار اضافی از سوی حداقل یکی از عوامل یاد شده با محدودیت مواجه می‌گردد. لذا خنک‌کاری هوای تنفسی بدون افت فشار از اهمیت زیادی برخوردار می‌گردد [۵].

اضافه می‌گردد که خنک کاری هوا، به عنوان یک اقدام مکمل برای رسیدن به فشار بالای پرخوران خود موجب تسهیل در رسیدن به آن فشار بالا می‌شود.

در جاهایی که آب کافی با درجه حرارت مناسب در دسترس باشد، مانند ماشین‌های دریایی و موتورهای غیر جاده‌ای بعلت ضریب قابلیت جذب حرارتی بالای آب، مبدل‌ها مستقیم آب به هوا بسیار قابل توجهند.

متأسفانه با توجه به عدم بازدهی در کمپرسورها، افزایش دمای واقعی، بزرگتر از یک فرآیند آیزنتروپیک است. با در نظر گرفتن یک بازده ایزنتروپیک برای کمپرسور نسبت چگالی هوا (خروجی به ورودی) به شکل معادلهٔ زیر است :

(۷)

$$\frac{\rho_2}{\rho_1}=\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\Big/\left\{1+\frac{1}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}-1\right]\right\}$$

مزیت افزایش فشار منی‌فلد ورودی با افزایش دما در کمپرسور (که خود به بازدهی کمپرسور ارتباط دارد) کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر هرچه دما،طی فرآیند تراکم افزایش بیشتری پیدا کند نشانگر پایین تر بودن بازده کمپرسور است و این امر مزیت افزایش فشار برای زیاد کردن دانسیته هوای ورودی را کاهش می‌دهد.بنابراین افزودن اینترکولینگ به سیستم پرخوران، مزیت سیستم را در افزایش دانسیته ورودی افزایش می دهد معمولاً افت دما را در گذر از خنک‌کن نهایی برحسب ضریب تأثیر (Effectiveness) بیان می‌کنند که عبارت است از نسبت بین افت دمای اندازه‌گیری شده و افت دمای ماکزیمم که سیال خنک شده را به دمای خنک‌کننده می‌آورد. پس :

(۸)

$$\varepsilon=\frac{T_2-T_3}{T_2-T_w}$$

که در آن، T_2 دمای هوای خروجی از کمپرسور، T_3 دمای هوای خروجی از خنک‌کن و T_w دمای خنک‌کن در ورودی می‌باشد. بدیهی است که اگر بخواهیم ضریب تأثیر برابر یک باشد، به خنک‌کن بینهایت بزرگی احتیاج داریم. در شرایطی که ارزش خنک‌کاری داشته باشد، با ضریب تأثیر بین ۰/۶ الی ۰/۸ معمولاً اندازهٔ خنک‌کن در حدود قابل قبولی می‌ماند. استفاده از خنک‌کن به ناچار با اتلاف فشار همراه است. برای برآورد، می‌توان فرض کرد که خنک‌کن‌های خوب طراحی شده، دارای اتلافی برابر ۲ تا ۳ درصد فشار مطلق ورودی خواهند بود [۷] . دمای ورودی به سیلندر بعد از خنک‌کن، از معادله (۸) به شکل زیر به دست می‌آید:

$$T_3=T_2(1-\varepsilon)+\varepsilon T_w \qquad (۹)$$

باجایگزاری T_2 از معادله (٦) خواهیم داشت:

(۱۰)

$$T_3=T_1\left\{1+\frac{1}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}-1\right]\right\}(1-\varepsilon)+\varepsilon T_w$$

۷- تأثیر پرخورانی و خنک کاری هوای ورودی برکاهش دوده

دوده در مورتورهای دیزل هنگام احتراق دیفیوژنی(Diffusive) یا پخشی که بعد از احتراق پیش آمیخته (Premixed) به وقوع می‌پیوندد، تولید می شود. نواحی غنی از سوخت موجود در افشانه سوخت ، به کمک شعله گرم شده و سوخت در اثر حرارت به شکل مواد گرافیت مانند تجزیه می‌شود و هیدروژن از مولکولها جدا شده و کربن باقیمانده بصورت تجمعی از اتمها، بهم پیوسته و تشکیل دوده را می دهند. بنابراین اگر سوخت کمتری برای احتراق دیفیوژنی در دسترس باشد دوده کمتری تولید خواهد شد [۸]. چرا که همراه با گرم شدن سوخت بعلت کمتر بودن نسبت هم ارزی سوخت به هوا بمحض تجزیه سوخت، کربن اکسیژن مناسب خود را یافته و ترکیب CO و یا CO_2 را تولید می کند در صورتیکه در شرایط بالای نسبت هم‌ارزی سوخت با هوا، کربن سرگردان تبدیل به اتم جامد شده و تولید دوده می‌نماید.

در حالت کلی در عمل پارامترهای قابل تغییر سیستم تزریق سوخت که میزان کنترل دوده را کنترل می کنند عبارتند از : زمان تزریق سوخت، آهنگ تزریق سوخت، نحوهٔ تغییر آهنگ تزریق و شکل سوراخهای نازل. بطوریکه با ادوانس زمان پاشش سوخت یا با افزایش آهنگ تزریق سوخت یا کوچکتر کردن قطر سوراخهای نازل تا یک حدی، باعث کاهش میزان تولید دوده می شود [۸].

با وجود همهٔ این پارامترها، پرخوران محدود در صورتیکه میزان پاشش سوخت افزایش پیدا نکند بعلت تأمین اکسیژن کافی در محفظه احتراق ، باعث اکسیدشدن کربن در مرحلهٔ سوم احتراق دیزل و یا اکسید مجدد ذرات دوده تولیدی در مرحله نهایی می شود و در نهایت میزان ذرات دودهٔ خروجی از موتور کاسته می شود. اما میزان پرخورانی بایستی با دقت صورت گیرد تا بعلت کاهش دمای سیلندر، دوده افزایش پیدا نکند.

خنک‌کاری هوای ورودی بعلت افزایش زمان تأخیر در اشتعال و در نتیجه بیشتر شدن میزان سوخت احتراق یافته از نوع پیش آمیخته، می‌تواند باعث کاهش تولید دوده گردد. علاوه بر این خنک‌کاری هوای ورودی باعث افزایش دانسیته هوای ورودی به موتور و متناسب با آن تأمین اکسیژن بیشتر برای تکمیل فرآیند احتراق می‌گردد. البته در اینجا نیز ملاحظات کاهش بهینه دمای هوای ورودی برای افزایش پیدا نکردن دوده بر اثر کاهش بیش از حد دمای سیلندر درمرحلهٔ نهایی احتراق، بایستی مورد توجه واقع شود.

۸ - تصحیح محاسبات میزان آلاینده خروجی از اگزوز موتور

اندازه‌گیری آلایندگی (غلظت دوده) برحسب F.S.N یا mg/m^3 در شرایط استاندارد (1 bar و25°C) توسط دستگاه دودسنج (AVL - 415) صورت پذیرفته است [۹]. در شرایط استاندارد، دانسیته اگزوز (Exhaust Density) را ترکیب شیمیایی گازهای اگزوز تعیین می‌کند، برای مثال زمانیکه از سوخت‌های دیزل و بنزین استفاده می‌شود این مقدار در محدوده ، دانسیته هوا با اختلاف ۱٪ می‌باشد . زیرا دانسیته بیشتر مربوط به CO_2 و دانسیته کمتر مربوط به H_2O عملاً یکدیگر را حذف کرده و دانسیته در محدوده دانسیته هوا باقی می‌ماند. دانسیته اگزوز در شرایط استاندارد عملاً با شرایط رانندگی یا پرخورانی و یا سایر دستکاریهای موتور تغییر نخواهد کرد ولی اگر از سایر سوختها نظیر الکل و متان استفاده شود این تغییرات بیشتر خواهد شد.

دودسنج محتوای دوده را در شرایطی اندازه‌گیری می‌کند که چندان از شرایط استاندارد دور نیست. فشار و دما توسط دستگاه اندازه‌گیری شده و به شرایط استاندارد با استفاده از قانون حالت گاز کامل (PV = MRT) تصحیح می گردد.

پرخورانی دانسیته اگزوز را در شرایط استاندارد تغییرنخواهد داد، اما باعث افزایش جریان جرمی اگزوز خواهد شد. بنابراین برای تصحیح میزان آلودگی تولیدی موتور لازم است که دبی حجمی اگزوز (تصحیح شده به شرایط استاندارد) را بدست آورد. این مقدار بوسیلهٔ اندازه‌گیری هوای مصرفی موتور و همچنین جریان سوخت مصرفی تعیین خواهد شد، بنابراین میزان آلایندگی تولیدی موتور از حاصلضرب زیر محاسبه می‌گردد.

میزان آلایندگی = غلظت آلاینده × دبی حجمی جریان اگزوز

$$(mg/s) = (mg/m^3) \times (m^3/s)$$

برای بدست آوردن دبی اگزوز در شرایط استاندارد با استفاده از قانون حالت گاز کامل داریم :

(۱۱)

$$\dot{m}_a \propto \frac{P_o}{T_o}$$

بنابراین می‌توان نوشت :

(۱۲)

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_s} = \frac{P_a / T_a}{P_s / T_s}$$

که در آن زیر نویس a ، شرایط اگزوز و s ، شرایط استاندارد(1 bar و 25°C) را نشان می‌دهد

۹- آلایندگی مخصوص و شاخص آلایندگی

سطح آلاینده‌هایی از قبیل اکسیدهای نیتروژن (NO_x) ، مونوکسید کربن (CO)، هیدروکربن‌های نسوخته (HC) و ذرات ریز از لحاظ مشخصات عملکردی موتور بسیار مهم می‌باشد. برای تعیین بهتر میزان آلایندگی موتورها (Specific Emissions) ، پارامترهای آلایندگی مخصوص و شاخص آلایندگی (Index Emissions) تعریف می‌شود.

آلایندگی مخصوص بصورت جریان جرمی آلودگی در قدرت تولیدی واحد، بصورت زیر تعریف می‌شود [٤].

(۱۳)

$$sSoot = \frac{\dot{m}_{soot}}{P}$$

بدین شکل آلایندگی مخصوص اندیکاتوری و ترمزی می‌تواند تعریف شود. واحدهای مشترکی که برای بیان آلایندگی مخصوص به کار می‌رود عبارتنداز $\frac{g}{hp.h.}$ و $\frac{\mu g}{J}$، $\frac{g}{kw.h}$.

همچنین می‌توان نرخ آلایندگی را بوسیلهٔ نرخ جریان سوخت تصحیح کرد. بنابراین شاخص آلایندگی (EI) بصورت زیر بیان می‌شود [٤] .

(۱٤)

$$EI_{soot} = \frac{\dot{m}_{soot}(g/s)}{\dot{m}_f(kg/s)}$$

۱۰- روش آزمون سوپرشارژینگ بهمراه اینترکولر

بعد از روشن کردن موتور و رسیدن آن به دمای تعادل دائم کار، در یک دور ثابت میزان تزریق سوخت برای گشتاور حد دود تنظیم می‌گردد. در این زمان برای انجام آزمایش تنفس طبیعی (فشار مانی فلد ورودی برابر با صفر نسبی) تمام حسگرهای دما و فشار ، سرعت موتور، گشتاور ترمزی، اختلاف فشار در اریفیس ، دبی آب خنک کاری و خروجی های دستگاه دودسنج خوانده می شود. بعد از انجام مرحله تنفس طبیعی برای یک دور خاص ، بوسیلهٔ مکانیزم آیدلر کمپرسور وارد مدار می‌گردد ، اینک آزمایش پرخورانی در فشارهای مختلف مانی فلد ورودی (با استفاده از شیر تنظیم) با توالی bar ۰/۰۵ ، bar ۰/۱ ، bar ۰/۱۵ و bar ۰/۲ تکرار می‌گردد. لازم به ذکر است که ثابت نگاه داشتن

دور توسط تنظیم دینامومتور بدون تغییر در میزان تزریق سوخت صورت پذیرفته است.

در حین آزمایش پرخورانی بوسیلهٔ شیرهای بای- پس، اینترکولینگ خارج از مدار بوده است، بنابراین برای بررسی تأثیر خنک کاری هوای ورودی در پارامترهای مشخصه موتور و همچنین دوده خروجی از اگزوز ، اینترکولینگ را وارد مدار ساخته و آزمایش پرخورانی این مرتبه به همراه خنک کاری هوای ورودی، با همان توالی تغییر فشار مانی فلد ورودی ، انجام شده است.

۱۱- تحلیل نتایج

در شکلهای ۱و۲ مقدار دوده خروجی از اگزوز در حالت سوپر شارژ تنها (شکل- ۱) و در حالت سوپرشارژ بعلاوه اینترکولینگ (شکل- ۲) ترسیم شده است .همینطور میزان آلاینده دوده بر حسب پارامترهای الایندگی مخصوص $\frac{g}{kw.h}$ وشاخص آلایندگی $\frac{gSoot}{kgFuel}$ در شکلهای ۳ تا ٦ رسم شده است.همانطور که از نمودارها مشخص است ،افزودن سوپرشارژر و اینترکولینگ باعث کاهش مقدار دوده خروجی از اگزوز موتور شده است . میزان این کاهش در نمودارها مشخص است.

۱۲- جمع بندی

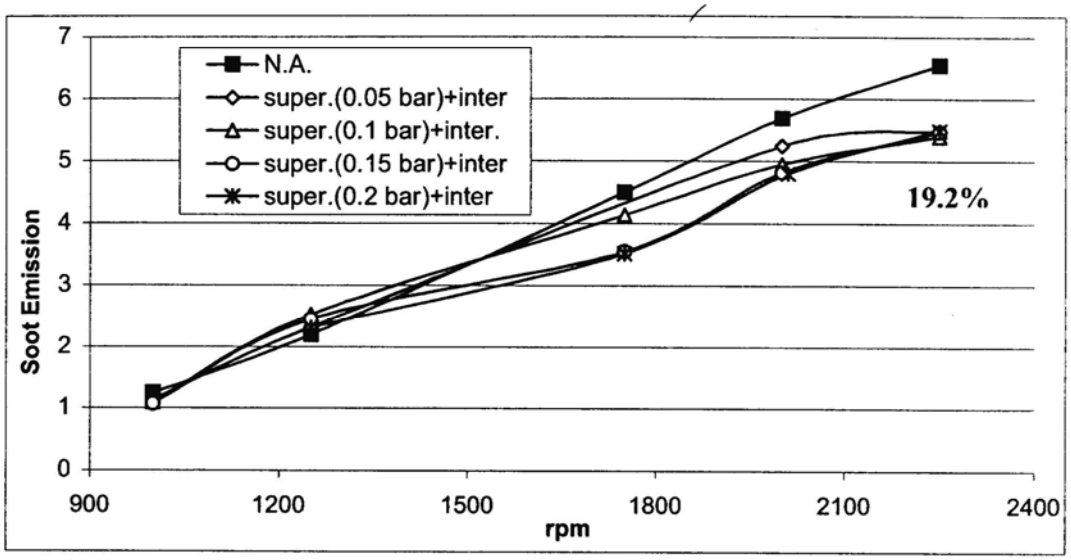
۱- در این پژوهش، امکان استفاده از سیستم سوپر شارژر(از نوع کمپرسور روتس) بمنظور پر خورانی فشار محدود برای موتور دیزل پرکینز ٤/۱۰۸ بررسی شد و از لحاظ کاهش در میزان دوده خروجی از اگزوز مورد تأیید قرار گرفت .

۲- چون دمای خروجی از کمپرسور نسبتاً بالاست، برای کاهش نیافتن مزیت سیستم پرخورانی و عدم کاهش راندمان حجمی در اثر افزایش دما، از یک خنک کن هوای ورودی (اینترکولینگ) استفاده شده است.

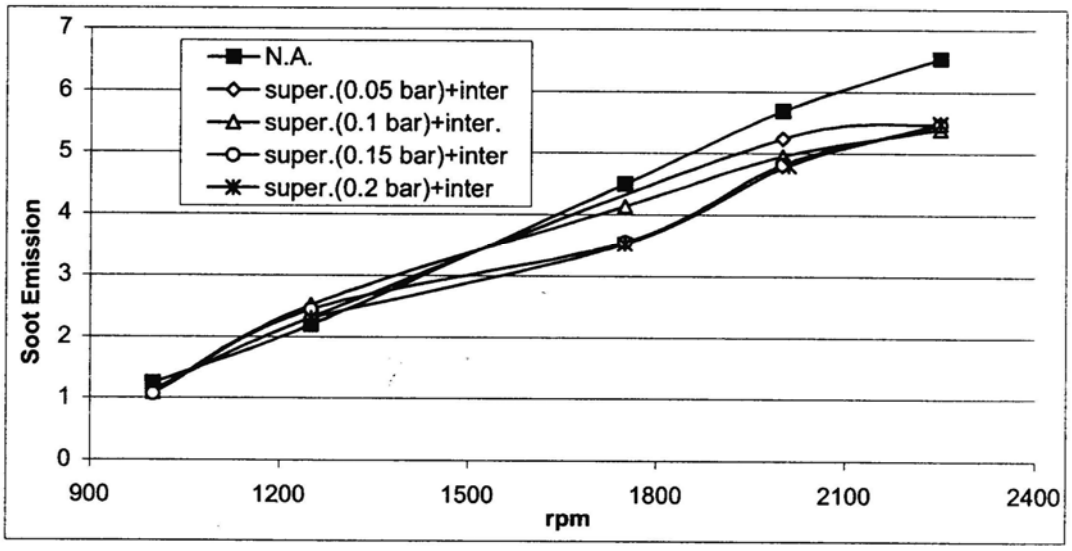
۳- پرخوران فشار محدود تا میزان ۰/۲ bar صورت گرفته است .این میزان افزایش فشار مانی فلد ورودی، با توجه به اینکه مقداری از کار تولیدی موتور نیز توسط کمپرسور مصرف می شود، قدرت ترمزی موتور را ثابت نگاه داشته است . این در حالیست که میزان دوده تولیدی موتور در دور ۲۲۵۰ rpm ، در حدود ۲۰٪ کاهش یافته است .همچنین میزان دوده بر حسب پارامتر آلایندگی مخصوص و شاخص آلایندگی در تمام دورها کاهش یافته است . بیشترین مقدار کاهش برای هر دو پارامتر در حدود ۲۰٪ و در دور ۲۲۵۰ حاصل شده است.

٤- افزودن اینترکولینگ علاوه بر اینکه اندکی قدرت ترمزی را بهبود بخشیده است ، میزان دوده خروجی از اگزوز بر حسب میلی گرم بر ثانیه وهمچنین پارامترهای آلایندگی مخصوص و شاخص آلایندگی را نسبت به حالت پرخوران تنها کاهش داده است .این کاهش نسبت به حالت پرخوران تنها در حدود ۵٪ بوده است.

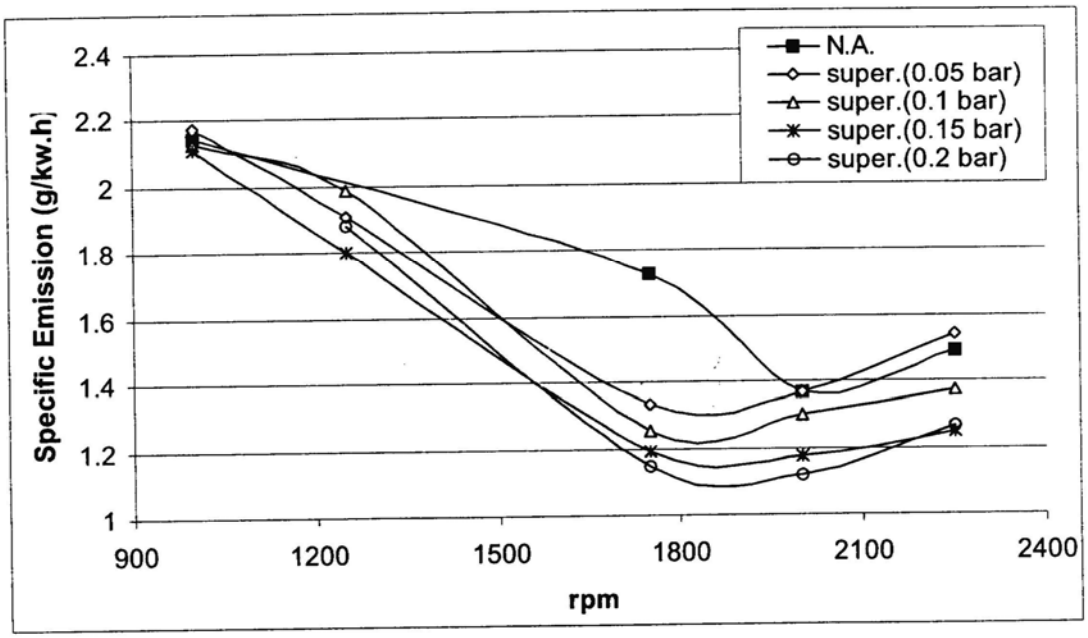
۵- پر خوران فشار محدود وهمچنین اینترکولینگ در کاهش دمای گازهای خروجی از اگزوز مؤثر بوده است که این خود عاملی در افزایش عمر مفید موتور خواهد بود.



شکل (۱) تغییرات دوده خروجی از اگزوزبر حسب ($^{mg}/_{sec}$) در فشارهای مختلف مانی فلد ورودی

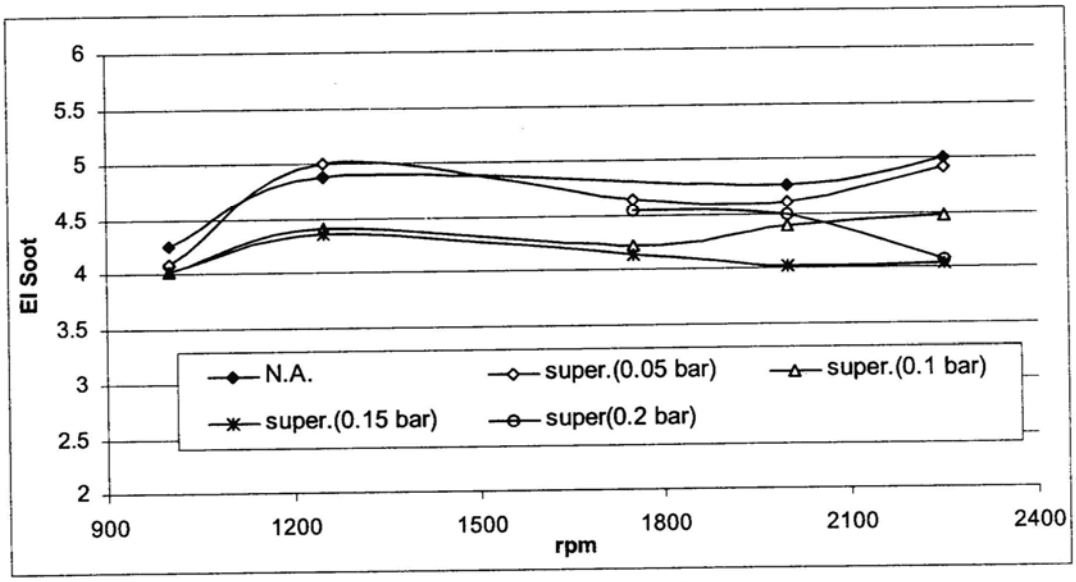


شکل (۲) تغییرات دوده خروجی از اگزوزبر حسب ($^{mg}/_{sec}$) در فشارهای مختلف مانی فلد ورودی با اینترکولینگ



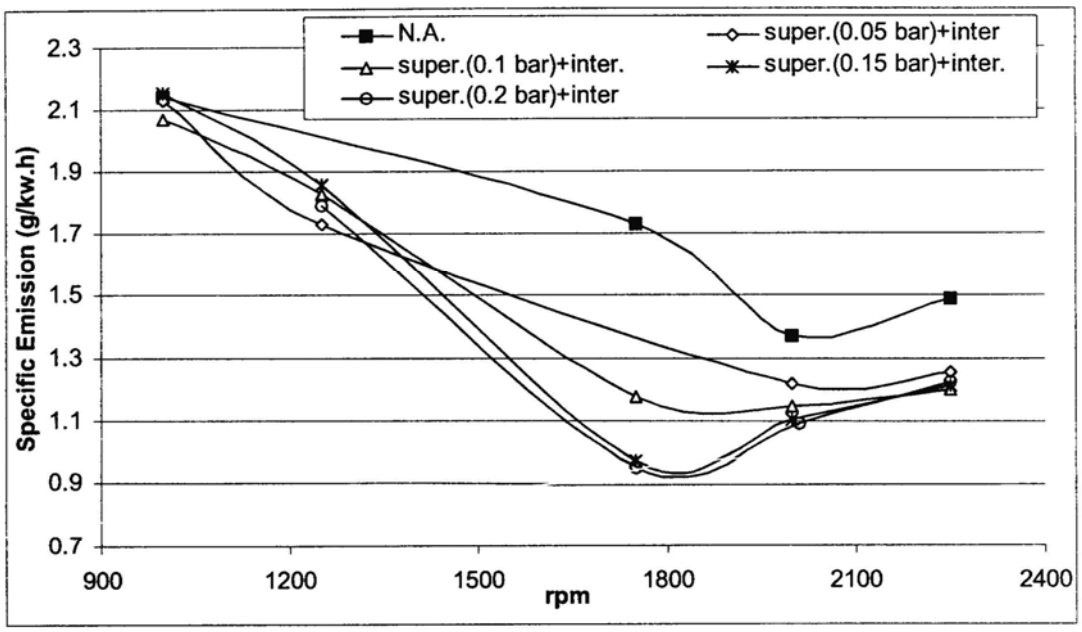
شکل (۳) تغییرات آلایندگی مخصوص برحسب دور در فشارهای مختلف مانی فلد

ورودی $(\frac{g}{kw.h})$

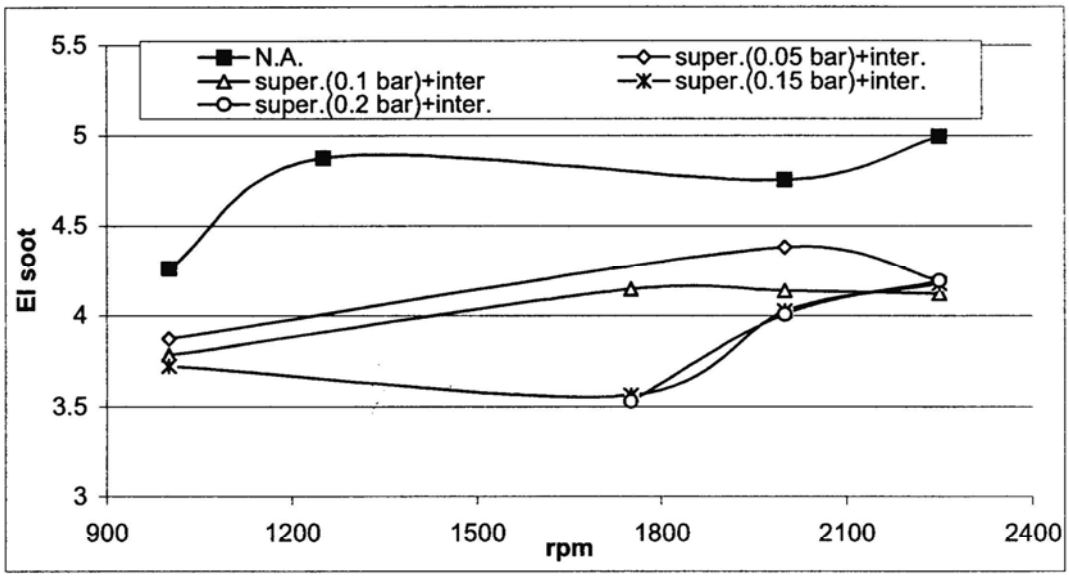


شکل (٤) تغییرات شاخص آلایندگی برحسب دور در فشارهای مختلف مانی فلد

ورودی $(\frac{gSoot}{kgFuel})$



شکل(۵) تغییرات آلایندگی مخصوص برحسب دور در فشارهای مختلف مانی فلد ورودی با اینترکولینگ($\frac{g}{kw.h}$)



شکل (٦) تغییرات شاخص آلایندگی برحسب دور در فشارهای مختلف مانی فلد ورودی با اینترکولینگ($\frac{gSoot}{kgFuel}$)

مراجع:

[۱] - پیمانه هسته‌ای- "طرح جامع کنترل آلودگی هوای تهران بزرگ" - فصلنامه علمی پژوهشی شریف، شماره ویژه تکنولوژی محیط‌زیست و توسعه پایدار.، شماره پانزدهم ۱۳۷۷.

[۲] - محمدرضا حائری یزدی .، سیف‌الله سعدالدین-" آلاینده‌های موتورهای احتراق داخلی و کنترل آنها " - مجموعه مقالات اولین کنفرانس خودرو و محیط‌زیست ، شهریور ۱۳۷٤.

[3] _ Health Risk Assessment for Diesel Exhaust Preliminiavy Draft , Office of Enviroment Health hazard Assessmsnt California enviromental protection , june 1994.

[4] – John B. Heywood., "lntemal Combustion Engine Fundamentals" , Mc Graw – Hill Book Company , 1988.

[5] – Watson n., Janota M. S., "Turbocharging the lnternal Combustion Engine", MACMILLAN PUBlISHERS LTD, 1984.

[٦] - احد هژیر- "موتورهای سوپر شارژ و توربو شارژ"- نشریه موتورسازان شماره ٥ ، سال۱

[۷] - چارلز فایت تیلر -" موتورهای احتراق داخلی"- ترجمه وهاب پیروزپناه .، مرکز نشر دانشگاهی تهران .، جلد اول ، چاپ اول ۱۳٦۹

[۸] - تألیف وهاب پیروزپناه و مجید عباسعلیزاده-" تأثیر بازخورانی گازهای اگزوز (EGR) در آلایندگی موتورهای دیزلی با پاشش مستقیم خودرو" - هفتمین کنفرانس سالانه مهندس مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان ، فروردین ماه ۱۳۷۸.

[9] – "Operating Manual AVL 415 Variable Sampling Smoke Meter", AVL LIST GmbH, April 1996