



تحلیل اگزرژی و بررسی آزمایشگاهی شدت صدای خروجی در اگزوز یک موتور دیزل تزریق مستقیم

غلامرضا شاهی

کارشناس ارشد مهندسی مکانیک
 shahi23095@Gmail.com

محمد حاتمی**

دانشجوی کارشناسی ارشد تبدیل انرژی - دانشگاه فردوسی مشهد
 m.hatami2010@Gmail.com

محسن قاضی خانی

دانشیار - دانشگاه فردوسی مشهد
 m_ghazikhani@yahoo.com

علی بهروان

دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک
 Behravan3@Gmail.com

**مسئول مکاتبات

چکیده :

تلفات اگزرژی در موتورهای احتراق داخلی می تواند منبعی برای تبدیل به کار مفید باشند و کاهش آنها منجر به ایجاد موتوری با بازدهی بیشتر می گردد. از آنجا که مهمترین هدف قانون دوم ترمودینامیک به صورت " تشخیص میزان تلفات اگزرژی در فرآیندها، شناسایی منابع این تلفات و پیشنهاد راهکارهایی برای کم کردن افت ها جهت افزایش بازدهی و استفاده از این تلفات " بیان میشود، بدنبال این هستیم که این منابع اتلاف را شناسایی کنیم. اگزوز در موتورهای احتراق داخلی یکی از مهمترین منابع اتلاف اگزرژی در موتور می باشد.

در این پژوهش آزمایشگاهی، تحلیل اگزرژی بر روی صدا خفه کن اگزوز یک موتور دیزل OM314 انجام شده است و از آنجا که بیشترین بازگشت ناپذیری ها ناشی از انتقال حرارت می باشد، راهکار سرد کردن صداخفه کن بوسیله ی جریان آب حول آن به صورت یک مبدل ارائه شده است. همزمان در طی آزمایشها میزان صدای خروجی اگزوز نیز اندازه گیری شده تا تاثیر سرد کردن اگزوز بر میزان صدای خروجی نیز بررسی شود.

نتایج آزمایشات در سرعت ها و گشتاورهای مختلف نشان می دهد که میزان دما و صدای خروجی از موتور در حالتی که اگزوز به وسیله جریان آب خنک میشود کمتر از حالت بدون خنک کننده است. از دیگر مزایای سرد کردن اگزوز، اگزرژی است که میتوان از آب گرم شده بدست آورد که با افزایش گشتاور موتور مقدارش افزایش پیدا می کند که با استفاده از آن مقدار مصرف سوخت تا ۱۰ درصد کاهش داشته است. در این مقاله روابطی تجربی برای میزان اگزرژی قابل دریافت از آب و همچنین بازدهی قانون دوم در مبدل، در گستره ی وسیعی از سرعتها و گشتاورها ارائه شده است.

کلمات کلیدی: موتور دیزل، صداخفه کن اگزوز، اگزرژی بازیافتی، میزان صدا، مصرف مخصوص سوخت ترمزی^۱، مبدل حرارتی.

Exergy Analysis and Acoustic investigation on the muffler cooling in a DI Diesel engine

M. Ghazikhani

Associate professor, FUM²
 m_ghazikhani@yahoo.com

M. Hatami**

Msc, Mechanical Engineering, FUM
 m.hatami2010@Gmail.com

Gh. R. Shahi

Msc, Mechanical Engineering, FUM
 shahi23095@Gmail.com

A. Behravan

Bsc, Mechanical Engineering, FUM
 Behravan3@Gmail.com

** Corresponding author

Abstract:

Exergy losses of internal combustion engines could be as a resource for producing useful work; this could increase the engine efficiency. Exhaust is one of the most important stores of exergy losses in internal combustion engines. In this research an experimental work carried out for investigation of exhaust exergy recovery and muffler noise intensity. In the experiments, a turbocharged OM314 DIMLER diesel engine was tested at various engine speeds, namely 1200, 1400, 1600, 1800 and 2000 rpm, while at each speed the torque varied from 20 to 100 N.m. For finding out the relation between muffler irreversibility and exit sound intensity, the intensity of sound from the muffler has been simultaneously measured. Obtained results illustrated that increasing the irreversibility due to heat transfer from the muffler have the most contribution in the reduction of sound level. So it seems that the muffler cooling can be a method for sound reduction. In this research the reduction of brake specific fuel consumption (bsfc) in the case of using the exhaust exergy recovery have also been studied. The results show not only the sound decreased a little with muffler cooling but also the bsfc reduced about 10%.

Keywords: Diesel engine; Exhaust muffler; Exergy recovery; Sound Level; Bsfc; Heat Exchanger.

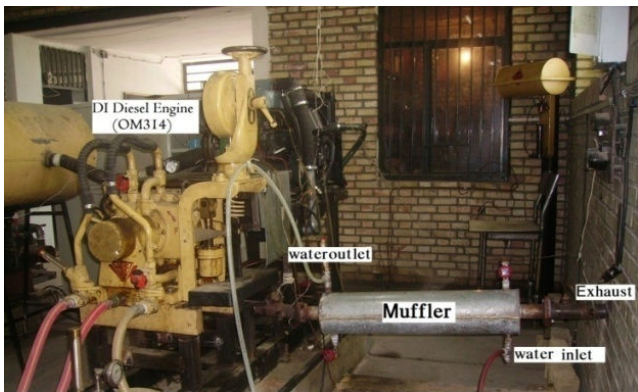
¹ Bsfc

² Ferdowsi University of Mashhad



اگرزری روشی برای تخمین اتلافات کار دسترس پذیر با بهره گیری از قانون دوم ترمودینامیک می باشد که به تحلیل دسترس پذیری شناخته شده است [14-16]. تحلیل اگرزری ترکیبی از قانون اول و دوم ترمودینامیک می باشد که اجازه می دهد مقدار اتلافات کار خروجی در دسترس، موقعیت و علت آن اتلافات مشخص شود. برای تخمین بازدهی سیستم، در نظرگیری فرایندهای درون و برون سیستم برای محاسبه اتلافات کار پتانسیلی لازم است. تنها در این شرایط بازدهی سیستم قابل محاسبه خواهد بود [17].

در این پژوهش آزمایشگاهی، برای اندازه گیری انواع بازگشت ناپذیری ها از جمله بازگشت ناپذیری کلی، بازگشت ناپذیری انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری داخلی با استفاده از تحلیل اگرزری در صداخفه کن از یک صداخفه کن به همراه یک مبدل گرمایی با بهره گیری از آب بعنوان سیال خنک کننده بکار گرفته شده است. تحلیل اگرزری در دو حالت با استفاده از مبدل و بدون استفاده از مبدل در شرایط عملکردی مختلف موتور انجام شده است. در هر حالت، شدت صدای خارجی صداخفه کن اگزوز اندازه گیری شده است. در این پژوهش نشان داده است علاوه بر کاهش صدا از دیگر مزایای استفاده از خنک کننده صداخفه کن، بازیابی اگرزری و کاهش مصرف مخصوص سوخت ترمزی موتور می باشد. شکل شماتیک موتور دیزل توربوشارژر OM314 DIMLER در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- موتور دیزل OM314 و مافلر مورد آزمایش

مقدمه :

اهمیت استفاده مجدد و بازیابی انرژی اتلافی مخصوصا در استفاده از منابع تجدید ناپذیر، بعنوان سوخت موتورهای احتراقی، کاملا واضح و آشکار است. این بازیابی می تواند به شکل بازیابی گرما صورت پذیرد، هرچند که این مقدار می تواند کسری از انرژی اتلافی کل باشد. در این زمینه بررسی هایی انجام شده است که می توان به موارد زیر اشاره کرد. پاندياراجان و همکارانش [1] بازیابی گرما را برای مبدل حرارتی از نوع دسته لوله پره دار و روش ذخیره گرمای اضافی با استفاده از یک منبع ذخیره انرژی حرارتی را بصورت آزمایشگاهی مطالعه کرده اند. پرتی کائوران [2] و همکارانش در مطالعه خود به گرم کردن موتور در حالت کارکرد درجا و با سرعت های کم در شرایط هوای زیر صفر درجه سانتیگراد با استفاده از بازیابی انرژی پرداخته اند. فنگ یانگ و همکارانش [3] گرم کردن هوای اتاق خودرو را به روش بازیابی گرما با استفاده از مبدل گرمایی اگزوز بررسی کرده اند.

یکی از انواع آلودگی هایی که در مجامع شهری و صنعتی رو به افزایش است و تاثیرگذاری خاصی در زندگی افراد جامعه می تواند داشته باشد، آلودگی صوتی است. بنابراین شرکت های سازنده خودرو با استفاده از طراحی منبع اگزوز مناسب برای محصولاتشان می توانند تاثیر زیادی در کاهش این نوع آلودگی داشته باشند [4]. امروزه صدا خفه کن ها^۳ بصورت گسترده برای کاهش صدای تخلیه اگزوز به کار می روند و به دو گونه دسته بندی می شوند، انفعالی و اتلافی [5].

مافلرهای اتلافی برای کاهش صدای نشأت گرفته از وسایل دارای سیال متحرک همچون موتورهای احتراق داخلی و یا پروانه ها به کار می روند و با توجه به کاربردشان در شکل ها و اندازه های مختلف ساخته می شوند [6]. مهمترین عوامل ایجاد صدا در موتورهای احتراق داخلی جریان های ناپایدار و تراکم پذیر می باشند. صدای ناشی از مکش هوا سیستم اگزوز بعلاوه فشار ضربه ای و صدای جریان می باشد. فشار ضربه ای توسط روند تنفس و تخلیه دوره ای تولید شده و توسط مانیفولدی که دارای مجرای باز باشد از موتور خارج می شود و به آن صدای دینامیک گاز هم می گویند. صدای جریان از ناپوستگی های هندسی که باعث تولید جریان متلاطم و گردابه می شوند ناشی می شود و به آن صدای جریان گاز می گویند [7-8].

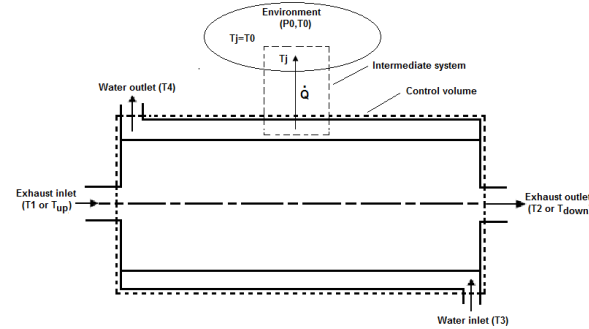
وناکت [9] صداخفه کنی بهتر با صدای اگزوز کمتر طراحی کرد. پراساد و کراکر مدل کارایی صوتی یک صداخفه کن اگزوز موتور چند سیلندر را مطالعه کرد تا بتواند اتلافات و شدت فشار صدای اگزوز را پیش بینی کند [10]. ناکارا و همکارانش [11] صداخفه کن های انفعالی را بصورت آزمایشگاهی برای اندازه گیری مشخصات کاهش صدا و طیف فرکانس سطح کاهش را مطالعه کردند که قابل مقایسه با پیش بینی های تئوری بود. صداخفه کن در مسیر گاز خروجی اگزوز فشار منفی بر روی موتور ایجاد می کند که می تواند باعث افزایش اصطکاک پمپی در موتور شود [12]. مهمترین خاصیت صوتی یک صداخفه کن اتلاف انتقالی آن است که بصورت تفاضل دامنه صدای خروجی و ورودی برای یک فرکانس معین تعریف می شود [13].

³ Mufflers

آنالیز انرژی و معادلات حاکم :

مطابق شکل ۲ و حجم کنترل گرفته شده که مشابه مبدل حرارتی می باشد، معادله تعادل انرژی در مافلر آگروز بصورت زیر حاصل می شود [18].

$$\frac{d\Phi_{cv}}{dt} = \sum \dot{\Phi}_Q + \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + \dot{W}_{act} - \dot{I}_{total} \quad (1)$$



شکل ۲- حجم کنترل گرفته شده در مافلر و سیستم خنک کننده آگروز

با توجه به اینکه انرژی غیرجریانی (سمت چپ معادله) و ترم کار در حجم کنترل گرفته شده صفر می باشد به معادله زیر می رسم.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{total} &= \dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_4 \psi_4 \\ &= \dot{m}_{water} (\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{exh} (\psi_1 - \psi_2) \end{aligned} \quad (2)$$

که در آن دبی جریان آگروز مجموع دبی های هوای ورودی و سوخت می باشد که بصورت زیر محاسبه میشود.

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (3)$$

تغییرات انرژی هم با استفاده از معادله زیر قابل محاسبه است که برای آب از جداول ترمودینامیکی و برای آگروز از معادلات بدست آمده در زیر برای بدست آوردن تغییرات آنتالپی و انتروپی محاسبه میشوند.

$$\Delta \psi = \Delta h - T_0 \Delta s \quad (4)$$

با توجه به معادله $dh = C_p dT$ برای آنتالپی جریان آگروز و قرار دادن مقدار C_p بصورت معادله ۵ تابعی از دما [11] و انتگرالگیری به تغییرات آنتالپی آگروز می رسم.

$$C_p = 28.11 + 0.1967 \times 10^{-2} T + 0.4802 \times 10^{-5} T^2 - 1.966 \times 10^{-9} T^3 \quad (5)$$

معادله زیر برای تغییر آنتالپی آگروز و بعد از انتگرالگیری بدست آمده است.

$$\begin{aligned} h_{down} - h_{up} &= \frac{1}{28.9} [28.11(T_{down} - T_{up}) + 0.9835 \times 10^{-3} (T_{down}^2 - T_{up}^2) \\ &+ 0.16 \times 10^{-5} (T_{down}^3 - T_{up}^3) - 0.49 \times 10^{-9} (T_{down}^4 - T_{up}^4)] \end{aligned} \quad (6)$$

معادله ی تغییرات انتروپی برای آگروز هم با انتگرالگیری قابل محاسبه است که به شکل زیر محاسبه شده است.

$$\begin{aligned} \Delta S_{exh} &= \int_{T_{up}}^{T_{down}} ds = \int_{T_{up}}^{T_{down}} \frac{C_p dT}{T} - R \ln \left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right) = \\ &= \frac{1}{28.9} [28.11 \ln \left(\frac{T_{down}}{T_{up}} \right) + 0.1967 \times 10^{-2} (T_{down} - T_{up}) \\ &+ 0.2401 \times 10^{-5} (T_{down}^2 - T_{up}^2) - 0.655 \times 10^{-9} (T_{down}^3 - T_{up}^3)] - R \ln \left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

با قرار دادن معادله های ۶ و ۷ در معادله ۲ به معادله ی نهایی زیر می رسم.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{total} &= \dot{m}_{exh} [(h_i - h_e) - T_0 (s_i - s_e)] = -\dot{m}_{exh} \left[\left(\frac{1}{28.9} [28.11(T_{down} - T_{up}) + \right. \right. \\ &0.9835 \times 10^{-3} (T_{down}^2 - T_{up}^2) + 0.16 \times 10^{-5} (T_{down}^3 - T_{up}^3) - 0.49 \times 10^{-9} (T_{down}^4 - T_{up}^4)] \\ &- T_0 \left(\frac{1}{28.9} [28.11 \ln \left(\frac{T_{down}}{T_{up}} \right) + 0.1967 \times 10^{-2} (T_{down} - T_{up}) + 0.2401 \times 10^{-5} (T_{down}^2 - T_{up}^2) \right. \\ &\left. \left. - 0.655 \times 10^{-9} (T_{down}^3 - T_{up}^3)] - R \ln \left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right) \right) \right] \end{aligned} \quad (8)$$

که در معادله بالا بازگشت ناپذیری کلی مجموع بازگشت ناپذیری های حاصل از انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری های داخلی حجم کنترل می باشد که ترم ناشی از انتقال حرارت آن مطابق فرمول ۱۰ قابل محاسبه است.

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_Q + \dot{I}_{cv} \quad (9)$$

$$\dot{I}_Q = T_0 \dot{\sigma}_Q = -T_0 \int_{T_{down}}^{T_{up}} \frac{\dot{m}_{exh} C_p dT}{T} + \int_{T_{down}}^{T_{up}} \dot{m}_{exh} C_p dT \quad (10)$$

در مافلر مورد بحث بازدهی قانون دوم را بصورت زیر تعریف میکنیم.

$$\varepsilon = \frac{\text{output exergy}}{\text{input exergy}} = \frac{\dot{m}_{water} (\psi_4 - \psi_3)}{-\dot{m}_{exh} (\psi_2 - \psi_1)} \quad (11)$$

مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی پس از استفاده از مقدار انرژی بازافتی آب به صورت زیر محاسبه شده است. البته در این فرمول مقدار توان ترمزی استفاده شده، توان ترمزی اصلاح شده است که در محاسبات پس از محاسبه مقدار ضریب تصحیح آن، آنرا اصلاح کرده و در معادله زیر قرار داده ایم.

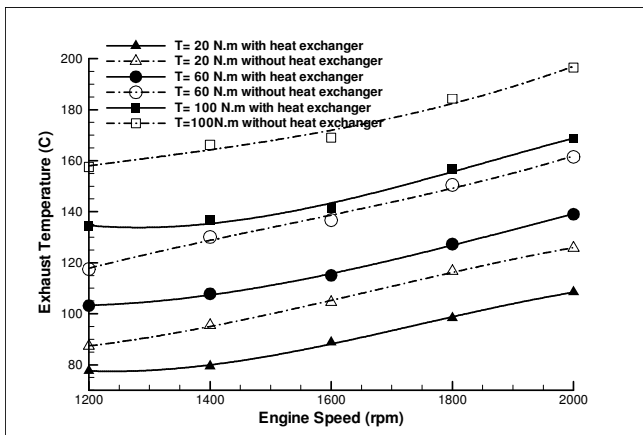
$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} = \frac{\dot{m}_f}{2\pi N \tau + \text{recovered exergy from water}} \quad (12)$$

مشخصات موتور و شرایط آزمایش:

آزمایش برای دو حالت کلی با مبدل و بدون مبدل اگزوز انجام شده است، یعنی در حالت اول با وجود سیستم خنک کن اگزوز و در حالت دوم بدون سیستم خنک کن آزمایش انجام شده است. در هر گام از مرحله اول آزمایش (برای یک سرعت و گشتاور ثابت) جریان آب در مبدل اگزوز برای ۱۰ دقیقه ادامه پیدا می کند تا به شرایط پایدار^۴ SSSF برسیم. سپس مقادیر زیر داده برداری شدند: دما، فشار و رطوبت نسبی محیط، سرعت موتور، دمای سیستم خنک کننده موتور، گشتاور موتور، دما و فشار ورودی و خروجی مافلر اگزوز، دمای ورودی و خروجی آب خنک کننده اگزوز (مبدل) و دبی جرمی آب مبدل. پس از داده برداری به تحلیل آنها پرداخته که نتایج آنها در قسمت بعدی آورده شده است.

تحلیل داده ها و نتایج :

در شکل های ۴ و ۵ و ۶ داده های حاصل از اندازه گیری در محیط آزمایشگاه را رسم کرده ایم که این شکلها به ترتیب دما فشار و میزان صدای اگزوز را نشان می دهند. در شکل ۴ دیده می شود که دما با سرعت رابطه مستقیم دارد زیرا هرچه سرعت بیشتر شود میزان دبی مورد نیاز افزایش می یابد که باعث افزایش دمای اگزوز می شود و طبیعی است که در حالت استفاده از خنک کن کاهش ۱۵٪ دما در اگزوز خواهیم داشت که مشخصا علت آن انتقال گرما به آب است و در این حالت است که می توانیم از آب گرم شده اگزوزی دریافت کنیم.

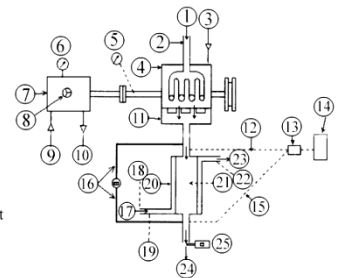


شکل ۴- دمای خروجی اگزوز در دو حالت با مبدل و بدون مبدل در سرعتها و گشتاورهای مختلف

همچنین شکل ۴ نشان می دهد زمانی که گشتاور افزایش می یابد دمای اگزوز نیز افزایش می یابد که علت آن مصرف سوخت بیشتر در سرعت ثابت در یک سیکل می باشد. شکل ۵ اختلاف فشار بین ورودی و خروجی اگزوز را نشان می دهد و چون در حالت وجود خنک کن به علت انتقال گرما به آب، در خروجی فشار بیشتری داریم پس اختلاف فشار برای آن کمتر خواهد بود.

برای اندازه گیری بازگشت ناپذیری ها در یک مافلر و بررسی میزان صدای اگزوز و ارتباط این دو موضوع با هم موتور آزمایشگاهی شکل ۱ مورد استفاده قرار گرفته است که نقشه کاربرد و تجهیزات مورد استفاده در آن در شکل ۳ آمده است. موتور مورد آزمایش همانطور که مشاهده می شود دیزل توربوشارژر از نوع OM314 DIMLER می باشد که مشخصات کامل آن در جدول ۱ آمده است.

1. Input air
2. Air intake manifold
3. Input Fuel
4. Diesel engine OM314
5. Magnetic tachometer
6. Torque meter
7. Dynamometer
8. Dynamometer loading lever
9. Inlet water path of dynamometer
10. Outlet water path of dynamometer
11. Exhaust manifold
12. Thermocouple before the silencer
13. Interface board
14. Computer and monitor
15. Thermocouple after the silencer
16. Pressure gauge
17. Inlet water path to heat exchanger
18. Mass flow rate control valve
19. Thermometer for heat exchanger inlet water
20. Heat exchanger
21. The silencer
22. Outlet engine coolant water thermometer
23. Outlet water path to heat exchanger
24. Exhaust manifold
25. Digital Noise meter



شکل ۳- تجهیزات موتور دیزل مورد آزمایش

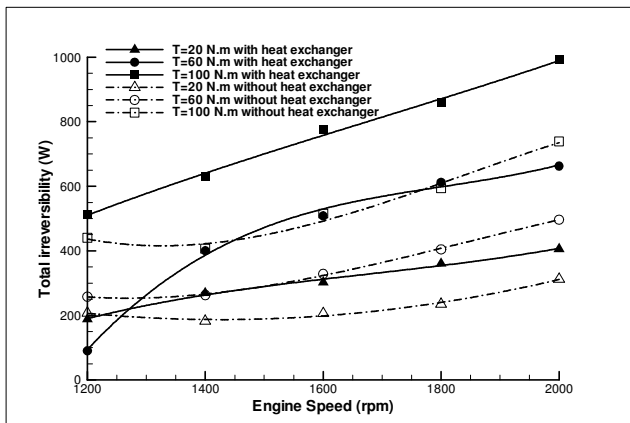
جدول ۱- مشخصات کامل موتور مورد آزمایش دیزل OM314

Engine	specification
Engine type	4 stroke diesel engine
Number of cylinder	4
Combustion chamber	Direct injection
Bore × stroke (mm)	97 × 128
Piston displacement (cc)	3784
Compression ratio	17:01
Maximum power (hp)	85
Maximum torque(N. m)	235
Maximum speed (rpm)	2800
Mean effective pressure (bar)	6.8 @ 2800 rpm

یک دسیبل متر دیجیتال ساخت شرکت لوترون برای اندازه گیری شدت صدای خروجی اگزوز به کار گرفته شده است که در بازه ی ۳۵-۱۳۰ دسیبل و با میزان خطای ۰.۱ دسیبل کار میکند همچنین از یک مبدل حرارتی در اگزوز استفاده شده است تا بازگشت ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت را افزایش دهد. این آزمایش برای پنج سرعت مختلف ۱۲۰۰، ۱۴۰۰، ۱۶۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۰۰۰ rpm انجام شده است که در هر مرحله داده ها را در پنج گشتاور مختلف ۲۰، ۴۰، ۶۰، ۸۰ و ۱۰۰ N.m یادداشت کرده ایم.

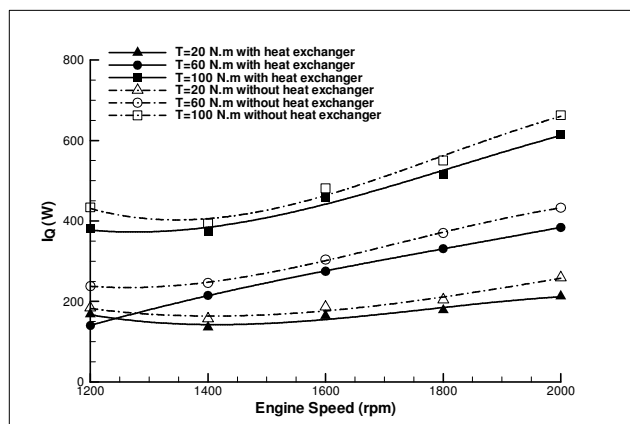
⁴ Steady State Steady Flow process

حال به دنبال این هستیم که با استفاده از تحلیل انرژی عاملی را پیدا کنیم که باعث این کاهش صدا در حالت استفاده از خنک کن شده است. برای این منظور با استفاده از معادله (۸) میزان بازگشت ناپذیری کلی را برای موتور محاسبه کرده ایم. نتایج آن را در شکل ۸ ترسیم کرده ایم. شکل ۸ نشان می دهد که با افزایش دور بازگشت ناپذیری های کلی افزایش یافته است که عامل آنرا می توان افزایش دمایی دانست که در شکل ۴ مشاهده شد.

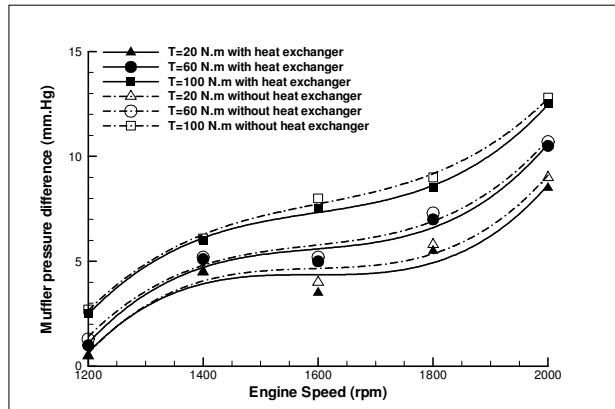


شکل ۸- بازگشت ناپذیری های کلی برای وجود و عدم وجود مبدل در سرعت ها و گشتاورهای مختلف.

اما بازگشت ناپذیری های کلی برای حالت با مبدل بیشتر از حالت بدون مبدل است و این نمی تواند عامل کاهش صدا از دیدگاه قانون دوم باشد. برای پیدا کردن این عامل به تحلیل بازگشت ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت به کمک معادله ی (۱۰) می پردازیم که نتایج آن در شکل ۹ رسم شده است. همانطور که مشاهده می شود در حالت با مبدل، بازگشت ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت کمتر است و علت آن را می توان انتقال حرارت به سیستم آب خنک کننده دانست، پس احتمالاً کاهش صدا در اگزوز را در حالت با مبدل، از دیدگاه قانون دوم، می توان به کمتر شدن بازگشت ناپذیری ناشی از انتقال حرارت دانست.

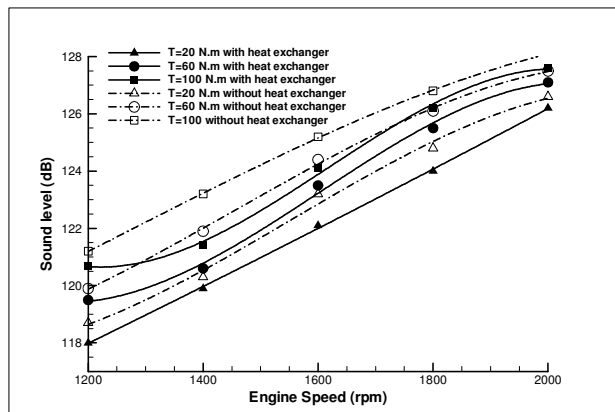


شکل ۹- بازگشت ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت برای وجود و عدم وجود مبدل در سرعت ها و گشتاورهای مختلف.



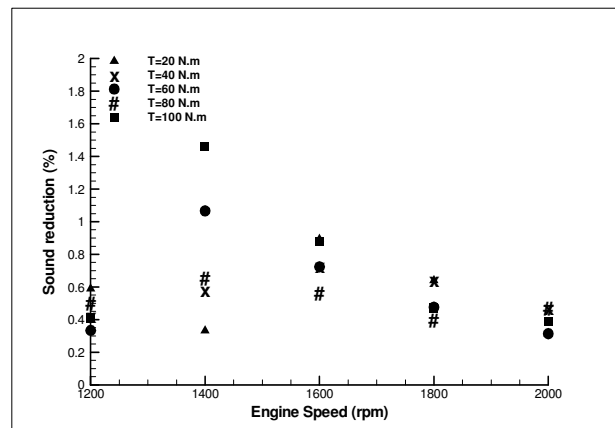
شکل ۵- اختلاف فشار در ورود و خروج مافلر برای وجود و عدم وجود مبدل

شکل ۶ اندازه گیری میزان صدای اگزوز را نشان می دهد که در حالت وجود خنک کن صدای کمتری برای اگزوز بدست آمده است و این یکی دیگر از مزایای استفاده از خنک کن برای مافلر می باشد

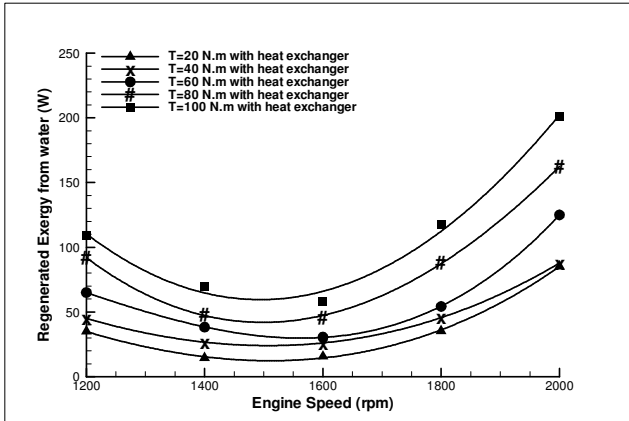


شکل ۶- میزان صدای اگزوز برای وجود و عدم وجود مبدل در سرعتها و گشتاورهای مختلف

با استفاده از داده های شکل ۶، درصد کاهش صدا در اثر استفاده از مبدل در اگزوز را ترسیم کرده ایم. شکل ۷ نشان می دهد که حداکثر کاهش صدا در اثر استفاده از مبدل ۱.۴٪ بوده است و به طور متوسط ۰.۸٪ کاهش صدا داشته ایم که از مزایای این طرح می باشد.



شکل ۷- درصد کاهش صدای اگزوز در اثر سرد کردن و استفاده از مبدل



شکل ۱۲- اگزرژی بازیافتی از آب در سرعتها و گشتاورهای مختلف.

از آنجا که آزمایش ما برای دورها و گشتاورهای محدودی انجام شده است برای تعمیم این مسئله معادله های درجه سوم هر یک از نمودارهای شکل ۱۲ در جدول ۲ آمده است. شکل کلی آنها بر حسب دور مانند معادله ۱۳ است که هر یک از ضرایب A, B, C, D برای هر نمودار در جدول آمده است.

$$\text{Regenerated Exergy} = A+B \times (N)+C \times (N)^2+D \times (N)^3 \quad (13)$$

سطر آخر از جدول ۲ مقادیر میانپایی شده برای ضرایب معادله ۱۳ می باشد، به کمک این سطر می توان مقدار تقریبی اگزرژی در دورها و گشتاورهای دیگر که می توان از آب گرفت را محاسبه کرد.

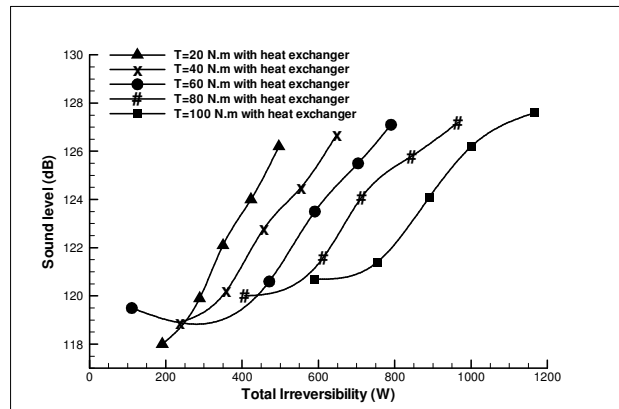
جدول ۲- معادله اگزرژی دریافتی از آب بر حسب دور و گشتاور

T (N.m)	Regenerated Exergy = A+B*(N)+C*(N)^2+D*(N)^3			
	A	B	C	D
20	2.982E+2	-1.737E-1	-1.46E-4	8.96E-8
40	3.883E+2	-3.665E-1	5.26E-6	5.14E-8
60	-1.747E+2	9.742E-1	-9.95E-4	2.92E-7
80	1.574E+3	-2.272	9.86E-4	-1.01E-7
100	1.467E+3	-1.964	7.38E-4	-3.6E-8
T	A=17.62T-346.4	B=0.89-0.03*T	1.18E-4	5.9E-8

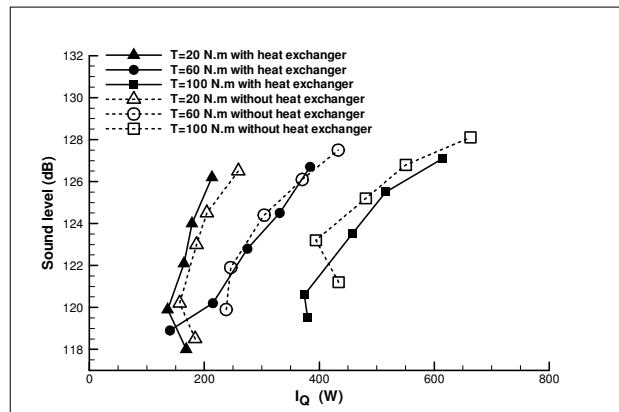
در شکل ۱۳ بازدهی قانون دوم مطابق تعریف در فرمول شماره (۱۱) برای گشتاورها و دورهای مختلف رسم شده است مشاهده میشود که در دورهای بالاتر از ۱۴۰۰ rpm بازدهی قانون دوم تقریباً مستقل از گشتاور بوده و متناسب با سرعت بطور صعودی از ۵ تا ۱۵ درصد افزایش دارد. معادله ی تجربی متوسط برای بازدهی قانون دوم در مبدل اگزروز بر حسب دورر در زیر آمده است.

$$\varepsilon = 518 - 0.87N + 4.9 \times 10^{-4} N^2 - 8.75 \times 10^{-8} N^3 \quad (14)$$

برای بهتر درک کردن این مطلب نمودارهای ۱۰ و ۱۱ رسم شده اند. در شکل ۱۰ که میزان صدا بر حسب بازگشت ناپذیری های کلی رسم شده است دیده می شود که میزان صدای اگزروز با بازگشت ناپذیری های کلی ارتباط دارند که در تمامی گشتاورها با افزایش بازگشت ناپذیری ها میزان صدای اگزروز افزایش می یابد، از طرفی در شکل ۸ مشاهده شد که بازگشت ناپذیری های کلی برای حالت با مبدل بیشتر است ولی صدای آن کمتر است پس بازگشت ناپذیری های کلی نمی تواند عاملی برای توجیح رفتار کاهش صدا در حالت استفاده از مبدل می باشد. به همین دلیل با رسم شکل ۱۱ میبینیم که در حالت استفاده از مبدل به دلیل اینکه بازگشت ناپذیری ناشی از انتقال حرارت کمتری دارد، منجر شده است که صدای کمتری داشته باشد.



شکل ۱۰- رابطه بین صدای اگزروز و بازگشت ناپذیری های کلی



شکل ۱۱- رابطه بین صدای اگزروز و بازگشت ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت.

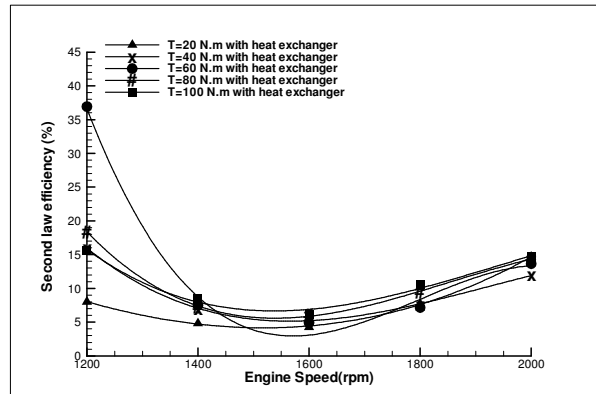
همانطور که قبلاً هم گفته شد از مزایای استفاده از مبدل میزان اگزرژی است که می توان از آب دریافت کرد که مقدار آن در فرمول شماره (۴) محاسبه شده و در شکل ۱۲ رسم شده است، طبیعی است که با افزایش دور موتور اگزرژی که از آب می توان گرفت افزایش می یابد چراکه با افزایش دور دمای اگزروز افزایش می یابد که در شکل ۴ مشاهده شد. در شکل ۴ دیده شد که برای حالت با مبدل دما در دور ۱۲۰۰ تا ۱۴۰۰ افزایش نداشته است و چون دور افزایش یافته زمان لازم برای انتقال حرارت کمتر شده است به همین دلیل اگزرژی دریافتی تنها در این بازه با افزایش دور کاهش می یابد.

خلاصه مهمترین نتایج :

- ۱- استفاده از مبدل برای سرد کردن اگزوز، صدای اگزوز را تا حداکثر ۱.۴٪ و دمای خروجی اگزوز را تا ۱.۵٪ کاهش داده است.
- ۲- مهمترین عامل کاهش صدا از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک، بازگشت ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت است که در حالت استفاده از مبدل کاهش یافته است.
- ۳- اگزورژی که از آب خنک کننده اگزوز بدست می آید ارتباط مستقیم با دمای اگزوز دارد، پس با افزایش دور و گشتاور اگزورژی دریافتی افزایش می یابد که در جدول ۲ روابطی تجربی برای میزان اگزورژی دریافتی از آب بر حسب دور و گشتاور ارائه شده است.
- ۴- بازدهی قانون دوم، آنچنانکه برای مبدل تعریف شد، با افزایش دور افزایش می یابد و تقریباً مستقل از گشتاور است که فرمول تجربی ۱۴ برای آن بدست آمده که مقدار آن در این آزمایش از ۵ تا ۱۵٪ متغیر بوده است.
- ۵- در صورتی که از اگزورژی بدست آمده از آب استفاده کنیم مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی کاهش می یابد. نتایج نشان می دهد استفاده از این طرح حداکثر تا ۲۳٪ و به طور متوسط ۱۰٪ مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی را کاهش می دهد که باعث صرفه جویی در انرژی و هزینه ها است و خود اثباتی دیگر بر مناسب بودن خنک کاری اگزوز است.

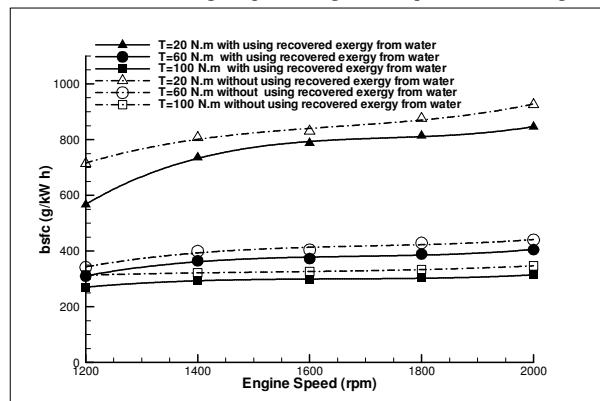
فهرست علائم :

$bsfc$	Brake specific fuel consumption ($\frac{g}{kW \cdot h}$)
C_f	Corrected brake power factor
C_p	specific heat under constant pressure (J/kg K)
h	specific enthalpy (J/kg)
I	irreversibility (W)
K_e	kinetic energy (J)
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)
N	Engine Speed (rpm)
P	brake power (W)
P_e	potential energy (J)
p	pressure (Pa)
\dot{Q}	heat transfer rate (W)
S	entropy (J/K)
T_j	temperature of source j (K)
t	time (s)
W	work (J)



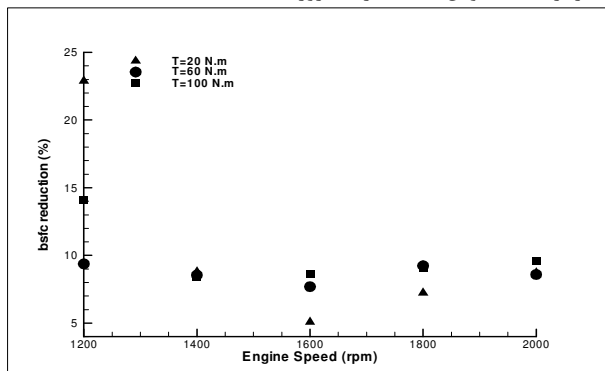
شکل ۱۳ - بازدهی قانون دوم در مبدل اگزوز که تقریباً مستقل از گشتاور است.

همانطور که ذکر شد از مزایای مهم این طرح استفاده از اگزورژی است که از آب در خنک کردن اگزوز گرفته می شود. اگر مطابق فرمول (۱۲) از اگزورژی استفاده کنیم مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی کاهش می یابد. شکل ۱۴ مقایسه ی bsfc را در حالت استفاده از اگزورژی و عدم استفاده از آن نشان میدهد. همانطور که دیده می شود مقادیر bsfc کاهش یافته است که درصد کاهش bsfc در شکل ۱۵ آمده است.



شکل ۱۴ - مقایسه bsfc برای دو حالت استفاده از اگزورژی آب مبدل و عدم استفاده از آن.

همانطور که شکل ۱۵ نشان می دهد استفاده از این طرح حداکثر تا ۲۳٪ و به طور متوسط ۱۰٪ مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی را کاهش می دهد که باعث صرفه جویی در انرژی و هزینه ها می باشد و اثباتی دیگر بر مناسب بودن خنک کاری اگزوز است.



شکل ۱۵ - درصد کاهش bsfc در اثر استفاده از اگزورژی آب خنک کننده اگزوز

- 6- Panigrahi SN, Munjal ML., 2007, “A generalized scheme for analysis of multifarious commercially used mufflers”, *Applied Acoustics*; 68:660-681.
- 7- Van Der Walt DC., 2001, “Measurement technique to assess the acoustic properties of a muffler component for transient engine conditions”, *Journal of Sound and Vibration*;243(5):797-821.
- 8- Faezian A, Modarres Razavi MR, Onorati A. 2004, N-Junction modeling in perforate mufflers for internal combustion engines, Accepted for publishing in *Iranian-Scientia Journal*, Sharif University of technology.
- 9- Wonnacott EJ., 1974, “Lower exhaust noise from better silencer design techniques”, *Journal of sound and vibration*;37(1):17-26.
- 10- Prasad MG, Crocker MJ., 1983, “Studies of acoustical performance of a multi-cylinder engine exhaust muffler system”, *Journal of sound and vibration*;90(4):491-508.
- 11- Nakra BC, Sa'id WK, Nassir A., 1981, “Investigations on mufflers for internal combustion engines”, *applied acoustics*;14:135-145.
- 12- Hyeon-Don Ju, Shi-Bok Lee, Weui-Bong Jeong, Byung-Hoon Lee. , April 2004, “Design of an acoustic enclosure with duct mufflers for the heavy duty diesel engine generator set”, *Applied Acoustics*:441-455.
- 13- Kirby R, Lawrie JB. ,2005, “A point collocation approach to modeling large dissipative mufflers”, *Journal of Sound and Vibration*;286:313-339.
- 14- Nilsson D., 1997, “Energy, Exergy and Energy analysis of using straw as fuel in district heating plants”, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 13:3-73.
- 15- Ghazikhani M, Takdehghan H, Moosavi Shayegh A., 2007, “Exergy analysis of Gas Turbine Air-Bottoming Combined Cycle for Different Enviromental Air Temperature”, *The 3rd International Energy, Exergy and Environmental Symposium*, 1-5 July 2007, Univercity of Evora, Portugal.
- 16- Ahmadzadeh talattapeh M, Ghazikhani M., October 2007, “Exergy Analysis Boiler of an Experimental Power Plant”, *Conference on Application and Design in Mechanical Engineering*, Kangar, Perlis, Malaysia;44.
- 17- Rosen MA. , 2002, “Clarifying thermodynamic efficiencies and losses via exergy, Exergy”, *An International journal*, 2:3-5.
- 18- Rakopoulos CD, Giakoumis EG., 2006, “Second law analysis applied to internal combustion engines operation”, *Prog Energy Combust Sci*; 32:2–47.

Greek symbols:

ε	second-law or exergetic efficiency (%)
$\dot{\Phi}$	non-flow availability/exergy (W)
$\dot{\sigma}$	entropy generation rate (kJ/kg)
τ	torque (Nm)
ψ	flow availability/exergy (J/kg)

Subscripts:

0	restricted dead state
1	exhaust inlet to heat exchanger
2	exhaust outlet from heat exchanger
3	water inlet to heat exchanger
4	water outlet from heat exchanger
a	air
f	fuel
cv	control volume
down	down stream or outlet from muffler
e	exit from control volume
exh	exhaust
i	inlet to control volume
m	measurment condition
Q	heat transfer parameter
s	standard condition
up	upstream or inlet to muffler

مراجع :

- 1- Pandiyarajan V, Chinna Pandian M, Malan E, Velraj R, Seeniraj RV., 2010, “Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system”, 88:77-87.
- 2- Kauranen P, Elonen T, Wikström L, Heikkinen J, Laurikko J., 2009, “Temperature optimisation of a diesel engine using exhaust gas heat recovery and thermal energy storage diesel engine with thermal energy storage”, 30:631–638.
- 3- Yang F, Yuan X, Lin G. , 2003, “Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas”, 23:367-372.
- 4- Taylor, Francis. 1994, “Environmental and Architectural Acoustics, Environmental and Architectural Acoustics”.
- 5- Ji ZL., April 2006, “Boundary element analysis of a straight-through hybrid muffler”, *Journal of Sound and Vibration*, 415-423.