

# مدلسازی و پیش بینی عملکرد آکوستیکی صداخفه کنهای انعکاسی بر مبنای روش افت انتقال

سید محمد هاشمی نژاد

مهدی نجفی

استادیار

کارشناس

دانشکده مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

## چکیده

معمولاً طراحی آکوستیکی سیستم اگزوز موتورهای احتراق داخلی بر روش سعی و خطا استوار بوده است، بطوریکه حتی امروزه بیشتر تولیدکنندگان صداخفه کن ها عمدتاً متکی بر تجربیات عملی طراحان خود می باشند. دلیل اصلی این امر پیچیدگی مسأله طراحی صدا خفه کن های انعکاسی می باشد. سه هدف اصلی طراحان عبارتند از: هندسه خارجی فشرده و بهینه، کاهش قابل قبول سطح صدای گازهای خروجی، و اعمال حداقل پس فشار بر موتور در عین رفتار آکوستیکی مناسب. بهینه سازی مؤثر سیستم اگزوز در ابتدا مستلزم انجام آزمایش و شبیه سازی خواص آکوستیکی می باشد. هر چند بهینه سازی بر مبنای صرفاً اندازه گیری امکانپذیر است، اما این امر می تواند بسیار پرهزینه و زمانبر باشد. لذا در فرایند بهینه سازی اگزوز ترجیحاً از روش مدلسازی و شبیه سازی کامپیوتری استفاده می شود. هدف از این مقاله بکارگیری تئوری خطی فیلترهای آکوستیکی بر مبنای روش افت انتقال جهت طراحی بهینه صداخفه کن های انعکاسی در سیستم اگزوز موتورهای درونسوز می باشد. نتایج بدست آمده اثر ابعاد هندسی اجزاء داخلی المانهای صداخفه کن انعکاسی را بر مهمترین معیار اصلی عملکرد آکوستیکی سیستم اگزوز نشان می دهد.

## کلمات کلیدی

صدا خفه کن، اگزوز، صوت، پس فشار، موتور.

## Modeling and Prediction of Acoustic Performance of Reactive Mufflers Based on Transmission Loss Approach

M.Hasheminejad  
Assistant professor

M.Najafi

Mechanical Engineering,  
Iran University of Science and Technology

## Abstract

*Acoustic design of exhaust system for Internal Combustion Engines normally has been based on trial and error, such that even most muffler producers are mainly dependent on practical experience of their designers. The primary reason for this is the complex process of exhaust system acoustic analysis design. The basic design goals are: I) Optimum and compact exhaust system geometry II) Acceptable reduction of exhaust noise III) Enforcement minimum backpressure with proper acoustic performance. The primary object of present article is to employ the linear acoustic filter theory based on the method of transmission loss for optimum design of reactive acoustic*

*silencers in the exhaust system of internal combustion engine. The numerical results examine the effect of internal geometry of various reactive elements on acoustic performance of the exhaust system.*

### Keywords

*Silencer; Exhaust; Sound; Backpressure; Motor*

## مقدمه

یکی از مسائلی که در بکارگیری موتورهای احتراق داخلی با آن مواجه هستیم کاهش سطح صدای گازهای خروجی (اگزوز) به مقدار قابل قبول است که برای حل آن از انواع صدا خفه‌کن‌ها (Silencers) در ورودی و خروجی مجراها استفاده می‌شود. از سوی دیگر تنها مسأله، کاهش صدا که باعث به خطر انداختن سلامت انسانها می‌شود نیست، بلکه کاهش پس فشار (Backpressure) که موجب فرسودگی موتور می‌شود هم مورد نظر است. مسأله مهم در اینجا جلوگیری از پس فشار بیش از اندازه در موتور و حذف ارتعاشات فشاری قبل از ورود به محیط است. در دهه‌های اخیر مطالعات وسیعی در زمینه صداخفه‌کن‌ها صورت گرفته که به توسعه دانش و تکامل روش‌های دقیق طراحی منجر گردیده است. دیویس (Davis) در سال ۱۹۵۷ اطلاعات نسبتاً دقیقی در زمینه صداخفه‌کن‌های واکنشی بر اساس معیار افت انتقال (Transmission Loss) گردآوری کرد [۱] که مبنای اصلی طراحی در این مقاله نیز بر همین روش استوار است. در روش افت انتقال از تئوری خطی فیلترهای آکوستیکی استفاده می‌شود و مزیت اصلی آن اینست که علاوه بر ارائه جوابهای نسبتاً دقیق، نیازی به جمع‌آوری اطلاعات آکوستیکی منبع صوت و محیط نمی‌باشد. این موضوع با توجه به دشواری زیاد تعیین امپدانس منبع صوت در شرایط مختلف کاری موتور حائز اهمیت ویژه‌ای است. همچنین سالیوان (Sullivan) در سال ۱۹۷۹ پژوهشهای متعددی در زمینه انتشار صوت در لوله‌های سوراخدار به روش اجزای محدود انجام داد [۲]. ماسورکر (Masurekar) در دهه ۱۹۹۰ روشهای عددی اجزای محدود را برای بررسی میزان تقلیل صوت در صدا خفه‌کن‌ها ارائه نمود [۳]. متعاقباً در همین دهه تحقیقات ارزشمندی نظیر بررسی صداخفه‌کن‌های غیر فعال توسط مونجال (Munjaj) انجام گشت [۴]. اخیراً نیز عنصر جدید تشدیدگر — تاشده (Folded Resonator) توسط دیویس طراحی و ارائه گردیده است [۵].

## ۱- مدل‌سازی صداخفه‌کن‌های واکنشی

عناصر انعکاسی براساس تغییر امپدانس آکوستیکی (Acoustic Impedance) به وسیله تغییرات سطح مقطع در طول مسیر عمل می‌کنند. برخی از ویژگیهای عناصر انعکاسی عبارتند از: بهره‌گیری از آنها جهت حذف فرکانسهای خاص، پس فشار پایین روی موتور، و تنوع عناصر و عملکرد صوتی مناسب آنها در فرکانس پایین.

هنگامی که امواج صوتی عبوری از داخل یک مجرا به یک ناهمگونی (تغییر ناگهانی سطح مقطع) برخورد می‌کنند، امپدانس آکوستیکی تغییر یافته و تنها کسری از امواج صوتی می‌توانند از این ناهمگونی عبور کنند و قسمتی از امواج به سمت چشمه اولیه باز می‌گردند. بنابراین می‌توان انرژی امواج صوتی انتقالی از یک چشمه صوتی به محیط را به واسطه ایجاد تغییرات مناسب سطح مقطع در طول مسیر عبور جریان کاهش داد. طراحی یک سیستم صداخفه‌کن واکنشی منوط به شناسایی عناصر مربوطه و تعیین مشخصات آکوستیکی آنهاست. مهم‌ترین عناصر کاربردی در این سیستمها عبارتند از:

منبع انبساط ساده (Expansion chamber)، تشدیدکننده هلم هولتز (Helmholtz)، تشدیدکننده با لوله امتداد یافته (Extended tube)، فیلتر با شاخه جانبی (Branch-pipe) و تشدیدکننده‌های دولا (Folded).

قبل از آشنایی با المانهای فوق نیاز به درک برخی مفاهیم آکوستیکی می‌باشد که مهم‌ترین آنها بشرح زیر است:

### امپدانس آکوستیکی (Acoustic Impedance)

امپدانس آکوستیکی در تعریفی کوتاه عبارتست از یک خاصیت فیزیکی که مقاومت یک محیط معین در برابر امواج صوتی از خود نشان می‌دهد. امپدانس آکوستیکی بصورت  $Z = \rho c / S$  تعریف می‌شود که در آن  $\rho$  چگالی محیط (گاز)،  $c$  سرعت انتشار صوت در محیط و  $S$  سطح مقطع مجرای عبور گاز می‌باشد. به عبارت دیگر به ازاء یک فشار صوتی ثابت، رابطه خطی

معکوس میان جریان امواج و امپدانس حاکم است.

#### عامل انتقال (Transmission Factor)

عبارتست از کسری از انرژی صوتی که از ناهمگونی عبور کرده و در طول مسیر پیش می‌رود. به بیان دیگر  $T = A_2/A_1$  که در آن  $A_2$  دامنه موج انتقال یافته از یک ناهمگونی بوده و  $A_1$  دامنه موج ورودی است (شکل ۱).

#### عامل انعکاس (Reflection Factor)

کسری از انرژی آکوستیکی است که در هنگام برخورد امواج به ناهمگونی منعکس شده و به سمت منبع صوت بازمی‌گردد. به عبارت دیگر  $R = B_1/A_1$  که  $B_1$  دامنه موج منعکس شده و  $A_1$  دامنه موج ورودی است (شکل ۱).

#### افت انتقال (Transmission Loss)

معیار افت انتقال رابطه بین انرژی موج تابشی در ورودی و موج عبور کرده از ناهمگونی را در خروجی نشان می‌دهد. با استفاده از رابطه (۱) می‌توان مقدار عددی T.L. را بدست آورد [۱].

$$T.L. = 10 * \log_{10} \frac{|A_1|^2}{|A_2|^2} * \frac{Z_2}{Z_1} = 10 * \log_{10} \frac{1}{1 - |R_1|^2} \quad (1)$$

خوشبختانه، معیار افت انتقال نیازی به امپدانس منبع یا حتی امپدانس محیطی که در انتهای سیستم، امواج صوتی به آن وارد می‌شوند ندارد. ویژگی‌های فیلترهای آکوستیکی اغلب در منحنی‌های افت انتقال در حالت خاص نشان داده می‌شود. این حالت خاص برای محیطی است که عامل انعکاسی در انتهای فیلتر صفر است. ( $R_T = 0$ )  
حال با استفاده از تعاریف و روابطی که در قسمت پیش مطرح شد، فیلترهای آکوستیکی مختلف و نحوه عملکرد آنها را بررسی می‌نماییم تا دورنمایی از طراحی اصلی بدست آید.

#### محفظه انبساط ساده

شماتیک یک منبع انبساط در شکل (۲) نشان داده شده است. معادلات پیوستگی فشار و جریان حجمی در اتصال I به قرار زیر می‌باشد:

- پیوستگی فشار:

$$P_1 = P_2 \Rightarrow A_1 + B_1 = A_2 + B_2 \quad (2)$$

- پیوستگی جریان:

$$U_1 = U_2 \Rightarrow (A_1 - B_1)/Z_{01} = (A_2 - B_2)/Z_{02} \quad (3)$$

می‌دانیم  $Z_{01} = \rho c/S_1$  و  $Z_{02} = \rho c/S_2$  بنابراین اگر  $m = S_2/S_1$  نسبت انبساط باشد داریم:

$$A_1 - B_1 = m(A_2 - B_2) \quad (4)$$

همچنین در اتصال ناحیه II معادلات بصورت زیر است:

$$A_2 e^{-ikl} + B_2 e^{ikl} = A_3 \quad (5)$$

$$m(A_2 e^{-ikl} - B_2 e^{ikl}) = A_3 \quad (6)$$

در جاییکه  $k = \frac{2\pi f}{c}$  عدد موج است که  $f$  فرکانس و  $c$  سرعت صوت می‌باشند. با حل چهار معادله فوق و بدست آوردن نسبت  $A_1/A_3$  و با قرار دادن در رابطه ۱، مقدار افت انتقال معین می‌شود. شکل ۳ نمودار افت انتقال یک محفظه انبساط ساده با مقادیر داده شده را نشان می‌دهد. در این نمودار مشخص است که منحنی افت انتقال یک منحنی تناوبی است که در فواصل فرکانسی که با طول منبع انبساط  $l_e$  و سرعت صوت  $c$  تعیین می‌شود، تکرار می‌گردند. همچنین با آزمایشاتی که بعمل آمده، مشخص گردیده که نیازی نیست که انتهای لوله محفظه انبساط عمود بر خط محور باشد و یا شکل سطح مقطع تأثیر چندانی در عملکرد فیلتر ندارد و عملکرد فیلتر تنها تابع طول و نسبت انبساط آن می‌باشد [۱].

#### فیلتر با شاخه جانبی

این نوع فیلترها دارای عناصری هستند که موازی با مسیر اصلی جریان نصب می‌شوند (شکل ۴ و ۵). که در محل اتصال شرایط پیوستگی فشار و جریان حجمی عبارتند از:

$$P_i + P_{re} = P_b = P_{tr} \quad (7)$$

$$U_i - U_{re} = U_b + U_{tr} \quad (8)$$

که بر طبق قانون پیوستگی فشار  $U = P/Z_0$ . در روابط فوق اندیسه‌های  $i$  و  $re$  بترتیب نشان‌دهنده امواج تابیده و بازتابیده در شاخه‌ها،  $b$  به شاخه موازی و  $tr$  به امواج انتقال یافته به شاخه بعدی اشاره می‌کند. از معادلات بالا و خواص این فیلترها، برای بررسی و استخراج معادلات پیوستگی در فیلترهای از نوع هلمهولتز استفاده می‌کنیم.

#### تشدیدکننده هلمهولتز

این نوع فیلتر از یک محفظه با جداره صلب و با حجم  $V$ ، و یک گلولی با قطر  $2a$  و سطح مقطع  $S_c$  و طول  $l_c$  تشکیل می‌گردد (شکل ۶). در اینجا امپدانس شاخه جانبی، مجموع امپدانس حجم و گلولی می‌باشد. امپدانس گلولی برابر  $-i\rho_0\omega/c_0$  می‌باشد و امپدانس یک لوله انتها بسته نیز از رابطه  $\rho_0 c^2 / \omega V - \rho_0 c^2 / \omega V$  بدست می‌آید بنابراین برای امپدانس شاخه جانبی رابطه ۹ بدست می‌آید:

$$Z_b = (i\omega\rho/c) - (i\rho c^2 / \omega V) \quad (9)$$

در این رابطه  $c_0$  ضریب هدایت گلولی است که از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$c_0 = nS_c / (l_c + 0.8\sqrt{S_c}) \quad (10)$$

این نوع از فیلترها عملکرد بسیار خوبی برای کنترل اغتشاشات در فرکانسهای پایین دارند. باتوجه به شکل ۶ معادلات پیوستگی فشار و جریان در این فیلترها بصورت زیر است:

$$P_i + P_{re} = P_b = P_{tr} \Rightarrow A_1 e^{-ikl} + B_1 e^{ikl} = A_3 \quad (11)$$

$$u_i - u_{re} = u_b + u_{tr}$$

$$\Rightarrow P_i - P_{re}/Z_0 = (P_b/Z_{0b}) + (P_{tr}/Z_{0tr}) \Rightarrow$$

$$\frac{A_1 e^{-ikl} - B_1 e^{ikl}}{\frac{\rho c_0}{S}} = \frac{A_3}{i \left( \frac{\omega \rho_0}{c_0} - \frac{\rho_0 c^2}{\omega V} \right)} + \frac{A_3}{\frac{\rho_0 c}{S}}$$

اگر چگالی محیط یکسان فرض شود  $\rho_0$  از معادله حذف می‌شود بنابراین:

$$\frac{S(A_1 e^{-ikl} - B_1 e^{ikl})}{c} = \frac{-iA_3}{\frac{\omega}{c_0} - \frac{c^2}{\omega V}} + \frac{SA_3}{c} \quad (12)$$

با بدست آوردن  $A_1/A_3$  از این دو معادله براحتی می‌توان T.L. مربوط به تشدیدکننده هلمهولتس را بدست آورد که در عمل با نتایجی که قبلاً دانشمندان از روشهای دیگر بدست آورده‌اند کاملاً مطابقت دارد [۱].

### تشدیدکننده با لوله امتداد یافته

این عنصر در گروه تشدیدکننده‌ها با شاخه جانبی جای گرفته و رفتاری مشابه لوله انتها بسته دارد (شکل ۷). فرکانسهای تشدید این عنصر از رابطه ۱۳ قابل محاسبه می‌باشد.

$$f_{\max} = (2n+1)c/4x_s \quad (n = 0,1,2,K) \quad (13)$$

در این فرکانسها حداکثر میزان تضعیف امواج صوتی توسط عنصر تشدیدکننده با لوله امتداد یافته رخ می‌دهد. همچنین در فرکانسهای زیر هیچگونه تضعیفی توسط این عنصر انجام نمی‌گیرد.

$$f_{\min} = nc/2x_s \quad (n = 0,1,2,K) \quad (14)$$

معادلات پیوستگی فشار و جریان در این تشدیدکننده با در نظر گرفتن شکل ۷ بصورت زیر است:

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (15)$$

$$U_1 + U_2 = U_3 \quad (16)$$

### تشدیدکننده‌های تاشده

از این عناصر برای کاهش دامنه امواج با فرکانس پایین، یا اصلاح عملکرد نامطلوب سیستم در فرکانسهای خاص استفاده می‌شود (شکل ۸a). این نوع تشدیدکننده‌ها از نظر هندسی و نیز کارکرد، شبیه تشدیدکننده‌های با لوله امتداد یافته هستند. اما به جهت محدودیت طول در محفظه‌های انبساط، از آنها استفاده می‌گردد. در حقیقت در این فیلترها طول محفظه انبساط محیط بر لوله امتداد یافته، روی خودش تاشده است. طول مؤثر آکوستیکی برای طرح شکل ۸a از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$L_{\text{eff}} = X_i + (S_o/S_i) X_o \quad (17)$$

که در این رابطه  $S_o/S_i$  نسبت سطوح می‌باشد. زمانی که طول در دسترس اجازه بدهد از دو لوله تاشده درون محفظه استفاده می‌کنیم تا پهنای طیف فرکانسی که تقلیل دامنه در آنها صورت می‌گیرد افزایش یابد. بدین طریق که طول به دو بخش  $L_1$  و  $L_2$  تقسیم می‌شود (شکل ۸b). برای محاسبه طولهای مؤثر آکوستیکی از روابط زیر استفاده می‌کنیم [۵]:

$$L_{1\text{eff}} = L_1 - bd + (S_o/S_i) \{L_1 - (d/2)\} \quad (18)$$

$$L_{2\text{eff}} = L_2 - \frac{d}{2} + (S_o/S_i) \{L_2 - (d/2)\} \quad (19)$$

در این روابط  $b$  ضریب ثابتی است که معمولاً  $1/5$  انتخاب می‌شود. شکل (۸ - b) نشانگر اینست که طرح، معادل دو عنصر تشدیدکننده با لوله امتداد یافته است. پس می‌توان با طراحی مناسب هریک از این دو عنصر را برای تضعیف فرکانسی خاص

بکار گرفت و به کاهش صوت با پهنای وسیع فرکانس دست یافت.

## ۲- طراحی سیستم صداخفه کن

بعد از توضیحاتی که درباره فیلترهای مختلف و نحوه عملکرد آنها در مواجه با فرکانسهای مختلف داده شد، به مرحله طراحی یک سیستم صداخفه کن جهت حذف فرکانسهای دلخواه می‌رسیم. علاوه بر تقلیل فرکانس هدف اصلی از بین بردن پس‌فشار و بنا نهادن سیستم بر اساس عملکرد مستقیم (Straight-through) می‌باشد. در طراحی چنین سیستمی چندین نکته را باید در نظر گرفت که تعدادی از آنها عبارتند از: اغتشاشات صوتی منتشر شده از موتور و خروجی از آگزوز، فضای در دسترس، دما و دبی گاز خروجی از موتور بدین ترتیب عناصر مناسب انتخاب می‌شوند و با استفاده از معادلات پیوستگی فشار و جریان که برای هر المان مشخص شده است، یک دستگاه معادله تشکیل داده و می‌توان میزان دقیق افت انتقال را محاسبه نمود. در طراحی که در ذیل از نظرتان خواهد گذشت (شکل ۹) تنها عناصر انعکاسی بکار رفته است که همانگونه که دیده می‌شود گاز و دود حاصل از احتراق درون موتور بدون اینکه به مانع و یا ماریپیچی برخورد کند از مجرای اصلی عبور نموده و وارد محیط می‌شود و در همین حال فرکانسهای مزاحم حذف می‌شوند که معیار کم کردن پس‌فشار رعایت می‌گردد. کاربرد عناصر انعکاسی معمولاً در تقلیل فرکانسهای متوسط و پایین ( $f < 1000$  Hz) می‌باشد. طرح پیشنهادی نیز شامل دو انباره انبساط با لوله‌های امتداد یافته و تشدیدکننده‌های تاشده برای تقلیل فرکانسهای بالای ۱۰۰ Hz و یک تشدیدکننده هلمهولتس برای تقلیل فرکانسهای پایین‌تر از ۱۰۰ Hz است.

جهت نوشتن معادلات ذکر شده برای المانهای شکل ۹، باید تشدیدکننده‌های دولاً را با استفاده از روابط ۱۸ و ۱۹ معادلسازی کرد که این عمل در شکل ۱۰ دیده می‌شود. حال برای هریک از اتصالات معادلات مربوطه نوشته می‌شود:

در اتصال I با یک تشدید کننده با لوله‌های امتداد یافته روبرو هستیم از روابط ۱۵ و ۱۶ داریم:

$$\begin{aligned} A_1 e^{-ikl_1} + B_1 e^{ikl_1} &= A_2 + B_2 \\ A_1 e^{-ikl_1} + B_1 e^{ikl_1} &= A_3 + B_3 \\ A_1 e^{-ikl_1} - B_1 e^{ikl_1} &= \\ & m(A_2 - B_2) + (m-1)(A_3 - B_3) \end{aligned} \quad (20)$$

که  $m = S_0/S_i$  می‌باشد. همچنین در ناحیه 3 در شکل ۱۰ جریان برابر صفر است بنابراین معادله امواج تابیده و باز تابیده بصورت زیر است:

$$A_3 e^{-ikl_c} = B_3 e^{ikl_c} \quad (21)$$

در اتصال II نیز به همین ترتیب معادلات زیر را می‌توان نوشت:

$$\begin{aligned} A_2 e^{-ikl_p} + B_2 e^{ikl_p} &= A_4 + B_4 \\ A_2 e^{-ikl_p} + B_2 e^{ikl_p} &= A_5 + B_5 \\ m(A_2 e^{-ikl_p} - B_2 e^{ikl_p}) &= \\ & A_4 - B_4 + (m-1)(A_5 - B_5) \end{aligned} \quad (22)$$

و در ناحیه 5 داریم:

$$A_5 e^{-ikl_g} = B_5 e^{ikl_g} \quad (23)$$

در اتصال III معادلات زیر را می‌توانیم بنویسیم:

$$\begin{aligned}
 A_4 e^{-ik_2 l_2} + B_4 e^{ik_2 l_2} &= A_6 + B_6 \\
 A_4 e^{-ik_2 l_2} + B_4 e^{ik_2 l_2} &= A_7 + B_7 \\
 A_4 e^{-ik_2 l_2} - B_4 e^{ik_2 l_2} &=
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

$$m'(A_6 - B_6) + (m' - 1)(A_7 - B_7)$$

در اینجا  $m' = S'_0 / S'_i$  و در ناحیه 7 مانند 5 می نویسیم:

$$A_7 e^{-ik_2 l_v} = B_7 e^{ik_2 l_v} \tag{25}$$

در اتصال IV:

$$\begin{aligned}
 A_6 e^{-ik_3 l_q} + B_6 e^{ik_3 l_q} &= A_8 + B_8 \\
 m'(A_6 e^{-ik_3 l_q} - B_6 e^{ik_3 l_q}) &= A_8 - B_8
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

در تشدید کننده هلمهولتز بنابر روابط 11 و 12:

$$A_8 e^{-ik_3 l_u} + B_8 e^{ik_3 l_u} = A_9 \tag{27}$$

$$(A_8 e^{-ik_3 l_u} - B_8 e^{ik_3 l_u}) S/c =$$

$$A_9 \left[ 1/i \left( \frac{\omega}{c_0} - \frac{c^2}{\omega V} \right) + \frac{S}{c} \right]$$

که در اینجا  $S$  سطح مقطع مجرای اصلی،  $c$  سرعت صوت،  $c_0$  ضریب هدایت گلوئی و  $V$  حجم انباره هلمهولتز است (شکل ۶).

### ۳- نتایج عددی

اکنون به عنوان نمونه مراحل طراحی صداخفه کن انعکاسی را برای آگزوز موتور تالبوت ۱۶۰۰ (موتور پیکان) بررسی می کنیم. در طرح پیشنهادی چهار فرکانس ۸۰، ۱۷۴، ۲۰۰ و ۵۲۳ هرتز به عنوان فرکانسهای غالب انتخاب شده اند. فرکانس ۸۰ هرتز جهت ایجاد پیوستگی در منحنی افت انتقال و دستیابی به عملکرد مناسب سیستم صداخفه کن در فرکانسهای پایین تعیین گردیده است. همچنین از آنجاکه سطح صوت خروجی از موتور در فرکانس احتراق دور آرام نسبت به سایر فرکانسهای موتور بالاست، فرکانس ۱۷۴ هرتز در ۸۳۰ rpm به عنوان دومین فرکانس غالب طراحی مشخص می شود. و فرکانس ۲۰۰ هرتز بعنوان فرکانس دلخواه و نهایتاً فرکانس مربوط به حداکثر گشتاور موتور که ۵۲۳ هرتز در ۲۵۰۰ rpm می باشد به عنوان آخرین فرکانس برگزیده شد. حداکثر فضای در دسترس برای تعیین ابعاد هندسی خارجی انباره نیز اندازه گیری شد که در ذیل شکل ۹ ذکر شده است.

با در نظر گرفتن پروفیل دمایی در آگزوز پیکان برای محاسبه سرعت صوت، در ورودی و خروجی انباره اول، این سرعت بترتیب ۵۶۱ و ۵۰۴ و در ورودی انباره دوم ۳۸۴ متر بر ثانیه است. برای معادلسازی لوله های تا شده نیز از رابطه ۱۳ استفاده کرده و با در نظر گرفتن  $n=0$ ، مقادیر  $X_s$ ، ۸۰.۶ cm در ۱۷۴ هرتز و ۲۴.۱ cm در ۵۲۳ هرتز بدست می آید. حال با بدست آوردن طولهای معادل می توانیم از روابط ۱۸ و ۱۹ طولهای واقعی را محاسبه کنیم. در نتیجه از رابطه ۱،  $L_1 = 18.06 \text{ cm}$  و از رابطه ۱۹،  $L_2 = 6.88 \text{ cm}$  محاسبه می شوند. و نیز  $S_0/S_i = 4.5$

در انباره دوم نیز با توجه به اینکه برای محفظه هلمهولتز طول ۸ cm را در نظر گرفته ایم، نتایج محاسبات به اینصورت می باشد:  $S'_0/S'_i = 1.7$ ،  $X_s = 48 \text{ cm}$ ، همچنین از رابطه ۱۷ نیز طولهای معادل برای انباره دوم مقادیر زیر بدست می آید.

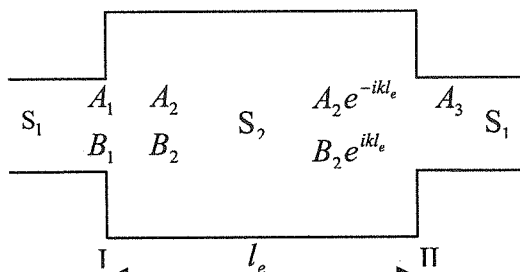
$$X_i = 23.35 \text{ cm}, \quad X_o = 14.5 \text{ cm}$$

برای تشدیدکننده هلمهولتس با استفاده از رابطه ۱۰ و نیز رابطه مهم زیر که در مورد این نوع تشدیدکننده‌ها صادق است، مقدار  $C_0$  را محاسبه می‌نماییم:

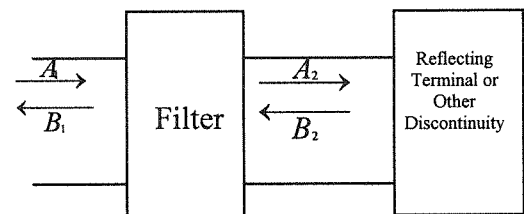
$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{C_0/V} \quad (28)$$

$$80 = \frac{38400}{2\pi} \sqrt{C_0/471} \Rightarrow C_0 = 0.08$$

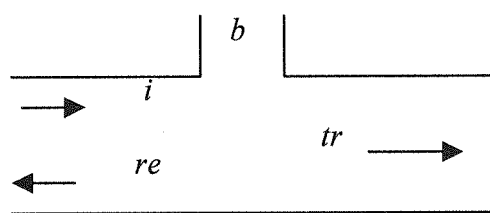
و از رابطه ۱۰ اگر  $n = 4$  و  $L_c = 0.01 \text{ cm}$  باشد می‌توانیم قطر گلوئی را مساوی  $d_c = 0.02 \text{ cm}$  بدست آوریم. نهایتاً با حل دستگاه معادلات ۲۰ الی ۲۷ برحسب  $A_1/A_2$  در محدوده فرکانسی صفر تا هفتصد هرتز به کمک نرم افزار (MATLAB(5.1)، منحنی افت انتقال سیستم اگزوز طراحی شده بدست می‌آید (شکل ۱۱). همچنین قله‌های حداکثر افت انتقال دوره تناوب خاص در این منحنی به وضوح مشاهده می‌گردد که با توجه به روابط ۱۳ و ۱۴ صحت محاسبات تأیید می‌شود. در خاتمه قابل ذکر است که پس از طراحی اولیه باید نتایج حاصل بررسی گردد و ضعفهای طراحی در فرکانسهایی که افت انتقال در آنها اندک و یا صفر است با تغییراتی که در جزئیات طرح داده می‌شود برطرف شود. البته خاطر نشان می‌شود که برای فرکانسهای بالای ۷۰۰ هرتز معمولاً از صداخفه‌کنهای جذبی استفاده می‌شود و برای فرکانسهای پایین‌تر از انعکاسی استفاده می‌گردد. در ادامه مطالعات حاضر، ساخت نمونه اولیه سیستم طراحی شده و انجام آزمایشات صوتی و دینامومتری موتور جهت بررسی عملکرد آکوستیکی و دینامیک گازی و بهینه‌سازی سیستم اگزوز در دستور کار قرار دارد.



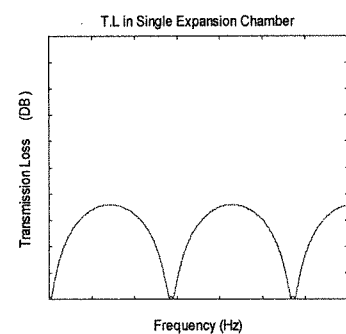
شکل (۲) محفظه انبساط ساده.



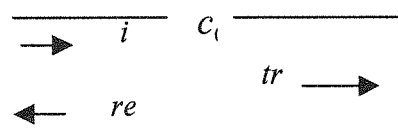
شکل (۱) شمائی کلی از انتشار موج در سیستم اگزوز.



شکل (۴) لوله با شاخه جانبی.

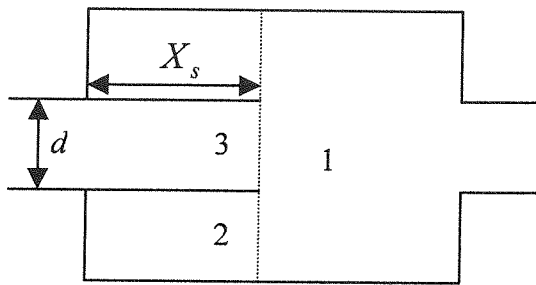


شکل (۳) منحنی افت انتقال انبساط ساده.

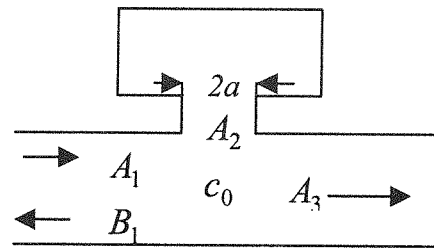


شکل (۵) لوله با یک سوراخ بعنوان شاخه جانبی.

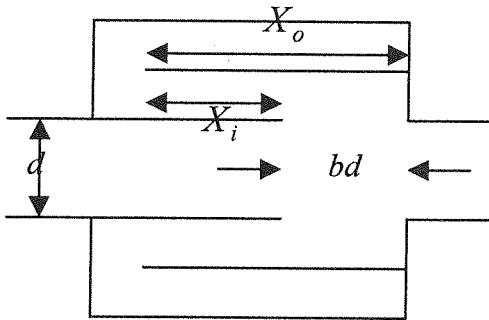




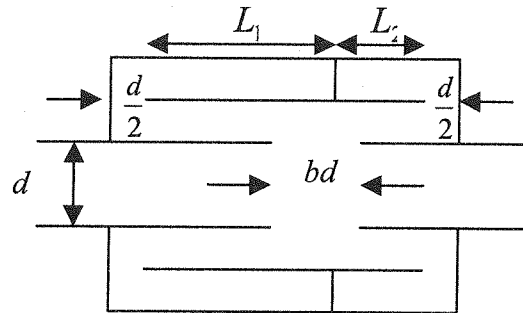
شکل (a-2) تشدید کننده با لوله امتداد یافته.



شکل (6) تشدید کننده هلمهولتز.



شکل (a-b) تشدید کننده دو لوله دو قلبی.

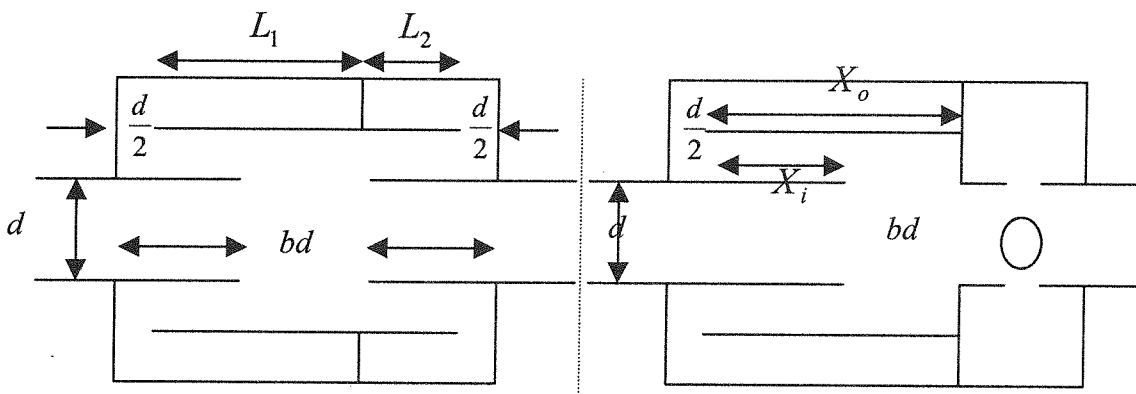


شکل (a-a) تشدید کننده دو لوله ساده.

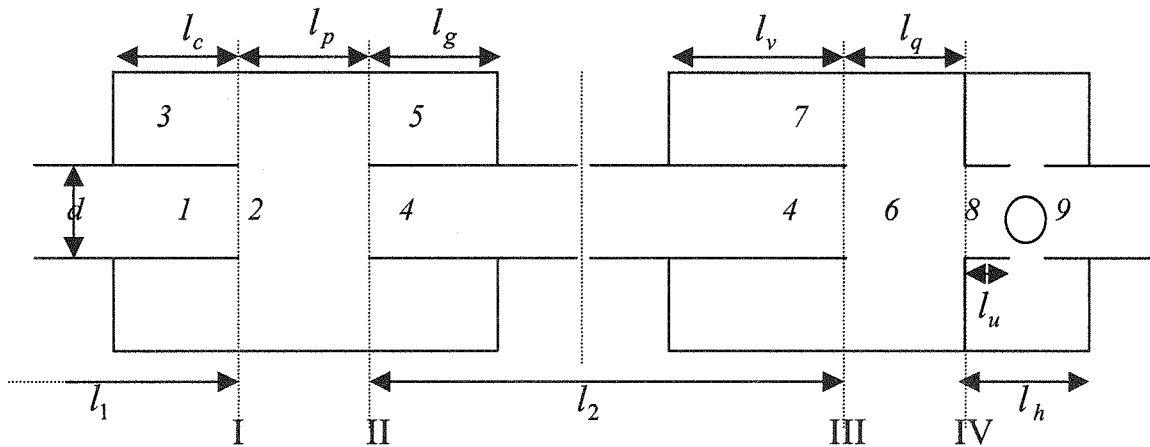
جدول (1) مشخصات فیزیکی طرح.

d	5 cm	$X_i$	10.35 cm
$S_o$	224.62 cm <sup>2</sup>	$X_o$	14.5 cm
$S_i$	50.62 cm <sup>2</sup>	$l_h$	8 cm
$L_1$	18.06 cm	$l_u$	3.99 cm
$L_2$	6.88 cm	$d_c$	0.02 cm
$S_i$	78.53 cm <sup>2</sup>	$l_c$	0.01 cm
$S_o$	46.2 cm <sup>2</sup>	n	4

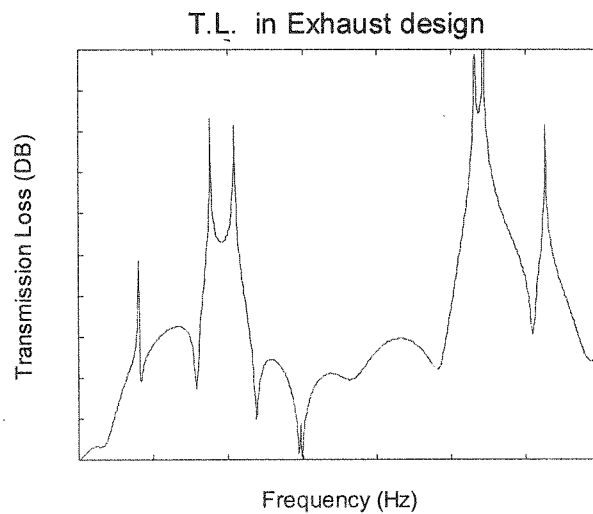
طول لوله از موتور تا انبارة اول	118 cm
طول انبارة اول	30 cm
فاصله بین دو انبارة	65 cm
طول انبارة دوم	25 cm



شکل (9) طرح پیشنهادی برای سیستم صداخفه کن انعکاسی.



شکل (۱۰) شماتیک معادل طراحی سیستم صداخفه کن.



شکل (۱۱) نمودار افت انتقال سیستم صدا خفه کن طراحی شده.

## مراجع

- [1] Davis, D., D., Acoustical Filters and Mufflers, chap. 21 in C. M. Harris (ed.), Handbook of Noise Control, McGraw-Hill, Inc., New York, 1957
- [2] Sullivan, G. W., A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components, Theory, *Journal of Acoustic Soc. America*, Vol. 66(3), 1979, 779-788
- [3] V. V. Masurekar, Acoustic Three Dimensional Finite Element Analysis of a Muffler, *Society of Automotive Engineers*, Inc. Vol. 189, 1996, 167-174
- [4] Munjal M. L., Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, 1987
- [5] Davis, P. O. A. L., Predictive Acoustic Modeling Applied to the Control of Intake/ Exhaust noise of I. C. Engines, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 202(2), 199, 249-274.

[۶] سید محمد هاشمی نژاد، هادی غفاریان حسینی، کاربرد صداخفه‌کن‌های واکنشی و مقاومتی در سیستم آگزوز خودرو، اولین همایش سراسری موتورهای درونسوز، ۱۳۷۸، ۶۲-۵۱