اتاقک‌سازی به منظور کنترل صدای دستگاه دمنده هوا در یک صنعت فولاد

رستم گلمحمدی[۱] ، محسن علی آبادی[۲]، ابراهیم درویشی[۳]

تاریخ دریافت: ۹۲/۰۱/۱۶ تاریخ ویرایش: ۹۲/۰۴/۳۱ تاریخ پذیرش: ۹۲/۰۸/۱۶

چکیده

زمینه و هدف: درصنعت فولاد دمنده‌های هوا که جهت تأمین هوای فشرده مورد استفاده قرار می‌گیرند، یکی از منابع صوتی آزاردهنده محسوب می‌شوند. هدف این مطالعه اتاقک‌سازی به منظور کنترل صدای دستگاه دمنده هوا در یک صنعت فولاد بود.

روش بررسی: اندازه‌گیری تراز صدا همراه با تجزیه فرکانسی آن با استفاده از ترازسنج مدلCASELLA-Cell.450، صورت گرفت. دزیمتری به منظور برآورد میزان مواجهه کارگران با استفاده از دزیمتر مدلTES-1345 و برآورد تراز توان صوت دستگاه در شبکه Lin بر اساس ISO-۳۷۴۶ انجام گردید. توزیع تراز صدای انتشار یافته از منبع به‌صورت نقشه صوتی با استفاده از نرم افزار SURFER تهیه شد. تحلیل آکوستیکی محیط بر مبنای ویژگی‌های جذب صوتی سطوح صورت گرفت. در نهایت به منظور کنترل صدا یک اتاقک با دیواره فشرده تهیه شده از پانل ساندویچی، برای دمنده طراحی و میزان تأثیر مداخله برآورد گردید.

یافته‌ها: نتایج نشان داد تراز کلی فشار صوت دمنده(Lin)dB ۹۵/۴ و فرکانس غالب آن ۲۰۰۰Hz در شبکه خطی Lin است. علاوه بر این تراز توان صوت دستگاه دمنده در فرکانس غالب ۱۰۲/۹dB تعیین گردید. میزان سطح جذب مؤثر صوتی سطوح داخلی سالن مذکور برابر با ۰/۰۸۲ و میانگین میزان مواجهه شغلی با صدا بر مبنای دز صدای دریافتی معادل ۲۳۰درصد بود. با طراحی اتاقک با لایه عایق اصلی از نوع ورق فولادی و لایه پشم شیشه و ورق پانچ به‌عنوان جاذب در سطح داخلی دیواره آن، افت انتقال عملی صوت در فرکانس غالب با در نظر گرفتن ۰/۰۰۱ نشتی، در حدود ۳۰dB برآورد گردید.

نتیجه‌گیری: عامل اصلی ایجاد صدا در دستگاه دمنده هوا، گیربکس و کمپرسور بود. زیرا عملکرد روتور و چرخ دنده‌های مارپیچی در قسمت گیربکس باعث فعل و انفعال بین جریان حرکت هوا در طول پره‌های دوار و ثابت در داخل کمپرسور می‌شد، که با طراحی اتاقک میزان دز صدای دریافتی کارگران به کمتر از ۲۰ درصد کاهش می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: اتاقک‌سازی، دمنده هوا، کنترل صدا، تحلیل آکوستیکی، صنعت فولاد.

مقدمه

امروزه اثرات مضر صدا بـه خـوبی شـناخته شـده و مشکلات ناشی از صدا، به علت صنعتی شدن جوامـع در طول زمـان در حـال افـزایش اسـت[۱]. از اثـرات زیان‌آور صدا و مشکلات ناشی از آن می‌توان به اثرات و صدمه به مکانیسم‌های حسی- شنوایی و در نتیجـه از دست دادن دائمی شـنوایی، اثـر پوشـش و ماسـک کنندگی صدا، ارتباط آن با دیابت نوع دوم و برخـی از اختلالات روانی اشاره کرد. علاوه بر این، مواجهـه بـا صدا بـا اثـر بـر سیسـتم بینـایی(اختلال در تطـابق و کاهش واکنش چشم به نور) و سیستم تعـادل (تهـوع، گیجی و اختلال راه رفتن) می‌توانـد منجـر بـه ایجـاد عوارض شغلی، کاهش راندمان و بهره‌وری و افـزایش ریسک وقوع حادثه در محیط کار شود [۱-۲].

امروزه بیشتر مشکل صدا در محیط کار مربـوط بـه منابع تجهیزاتی و فراینـدی مـی‌باشـد. از نقطـه نظـر صنعتی منشأ وجود صدا در تجهیزات به چندین عامـل از جمله ماهیت ساختاری و مکانیکی دسـتگاه، میـزان استهلاک قطعات مکانیکی، عملکرد نامناسب قطعـات متحرک ماشین‌آلات، فوندانسیون ضعیف و در نتیجـه ارتعاش ساختاری دستگاه مربوط می‌شود[۲-۴]. با این حال امروزه با به‌کارگیری راه‌کارها و روش‌هایی امکان کنترل صدا وجود دارد. تغییر و اصلاح محیط‌های کـار و یا تجهیزات، محصورسازی تجهیزات و منابع صوتی و یا جلوگیری از انتشار ترازهای صوتی در محیط کـار می‌تواند موجب کنترل و در نتیجه کاهش مواجهـه بـا صدا در محیط کار شود [۱, ۴]. ایـن اقـدامات کنتـرل مهندسی نامیده می‌شوند که به لحاظ هزینه و ایمنـی

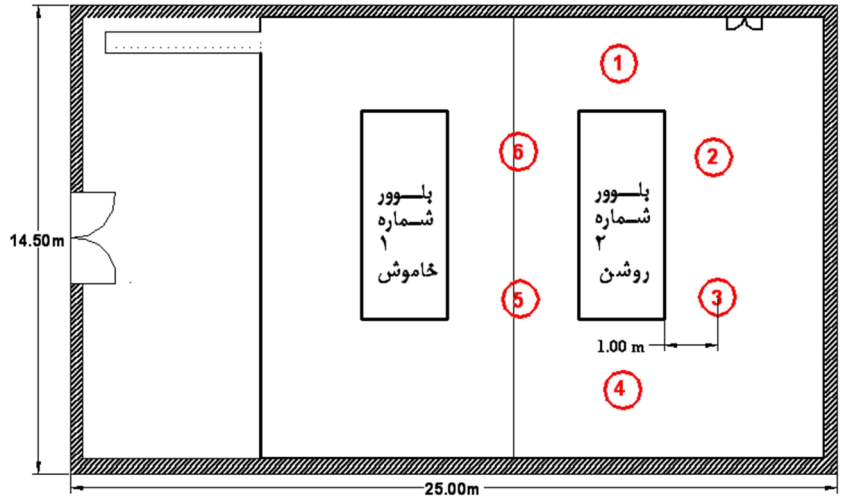
۱- دانشیار گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت و مرکز تحقیقات علوم بهداشتی، دانشگاه علوم پزشکی و خدمات بهداشتی درمانی همدان، همدان، ایران.

۲- مربی گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی و خدمات بهداشتی درمانی همدان، همدان، ایران.

۳- (نویسنده مسئول) مرکز تحقیقات بهداشت محیط و مربی گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی و خدمات بهداشتی درمانی کردستان، سنندج، ایران.
darvishi.hse@gmail.com

نسبت به کنترل مدیریتی کارکنان و نیز تجهیزات حفاظت فردی از کارایی و اثربخشی بسیار بالاتری برخوردار هستند[۵]. همچنین در مواردی با انجام اقداماتی از قبیل انتقال منبع به محل دورتر، تنظیم یا تغییر منبع برای عملیات با تولید تراز صدای پایین‌تر، تعمیر و یا سرویس منبع، نصب و راه اندازی منبع صدا بر روی یک پایه انعطاف‌پذیر برای کنترل ارتعاشات و در نتیجه کاهش صدا، جایگزین کردن منبع صدا با یک دستگاه بدون صوت یا با صدای پایین‌تر می‌توان موجب کاهش و کنترل صدا گردید[۶]. اما با این حال تقریباً بهترین و مؤثرترین روش کنترلی برای منابع با صدای آزاردهنده، کنترل صدا در منبع می‌باشد که در صورتی که اقدامات مذکور و نیز اقدامات مشابه عملی نباشد و یا منجر به نتایج رضایت‌بخش در کاهش صوت نشود، می‌توان منبع صوت را در داخل یک اتاقک با ویژگی‌های افت انتقال صوتی بالا و با در نظر گرفتن محدودیت‌های آن محصور نمود[۲, ۶]. بنابراین، کنترل صدا در محیط کار یک معضل بزرگ بهداشتی بوده و مستلزم آن است که با به‌کارگیری کنترل‌های مهندسی بتوان مشکل صدا را حل کرده و صدا را به سطح مورد نیاز کاهش داد.

کمپرسورها و دستگاه‌های دمنده هوا یکی از منابع صوتی آزاردهنده در صنایع مورد استفاده محسوب می‌شوند. سیستم‌های دمنده هوا به منظور مکش و فشرده‌سازی هوا و گازهای غیرخورنده و خنثی در فرآیندهای صنعتی مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند[۷]. در صنایع فولاد به منظور ذوب سنگ آهن از جریان هوای داغ با دمای در حدود ۹۰۰ درجه سانتی‌گراد استفاده می‌شود. برای تأمین چنین جریان هوایی از سیستم دمنده هوا استفاده می‌شود که هوای تأمین شده توسط واحد دمنده از طریق کانال‌هایی وارد تجهیزات عظیمی به نام هواگرمکن می‌شود هواگرمکن با استفاده از گاز منواکسید کربن خروجی از کوره به عنوان سوخت، هوای ارسالی از دمنده را گرم کرده و هوا پس از گرم شدن وارد کوره زغالی می‌شود. در کوره نیز مشعل‌های گاز به همراه هوای داغ تأمین شده موجب احتراق و در نتیجه ذوب سنگ آهن می‌شوند. بررسی آلودگی صوتی در صنایع فولاد نشان داده که کمپرسورها و دستگاه دمنده هوا از منابع اصلی تولید صدا و ارتعاش محسوب می‌شوند[۸]. مطالعات و بررسی‌های قبلی از صنعت فولاد مورد مطالعه در این تحقیق نیز نشان داده بود که صدا در واحد دمنده هوا از حدود مجاز تعیین شده بسیار بالاتر است. به‌طوری‌که افزایش تعداد موارد ارجاعی به دلیل مشکلات شنوایی در شاغلین این واحدها وجود این مشکل را تائید می‌کرد. در این راستا یکی از مهم‌ترین اقدامات بهداشتی لازم در خصوص این منابع تولید صدای آزاردهنده، انجام ارزیابی‌های آکوستیکی محیط و منابع و اجرای کنترل‌های فنی و مهندسی صدا می‌باشد. در زمینه ارزیابی و اتاقک‌سازی به منظور کنترل صدای دستگاه‌های مکانیکی مورد استفاده در صنعت از جمله کمپرسورها و دمنده‌ها مطالعات زیادی صورت گرفته است. در مطالعه‌ای به منظور کنترل صدای تعدادی از منابع صوتی از جمله کمپرسورها و پمپ‌ها با استفاده از روش اتاقک‌سازی در حدود ۱۴ تا ۱۹ دسی‌بل کاهش صدا نتیجه شده است[۱-۲]. دستگاه دمنده مورد بررسی در این مطالعه از نوع سانتریفیوژی بوده که دارای اجزای الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور از نوع پره‌ای است[۷]. بر طبق کاتالوگ دستگاه قسمت اصلی آن به لحاظ تولید صدا کمپرسور می‌باشد. کمپرسور یک قطعه مکانیکی با پره‌های دوار بوده که با ایجاد خلاء و فشار منفی نسبت به جو از طریق کانال‌هایی، هوای مورد نیاز را مکش می‌کند. هوای مکش‌شده توسط هر پره به روش مکانیسم گریز از مرکز فشرده شده و فشار لازم را پیدا کرده و جریان هوای مورد نیاز را فراهم می‌نماید. در نتیجه ایجاد صدا به دلیل تعامل بین جریان هوا در طول پره‌های دوار و ثابت در داخل کمپرسور است و صدا در آنها اصولاً از نوع صدای گردابی و نامتجانس ناشی از جریان سیالات از جمله هوا است. همچنین عامل دیگر صوت در این سیستم‌ها صدای با منشأ مکانیکی بوده که به نامتعادل



شکل ۱- نقشه سالن و موقعیت منبع صوت و ۶ ایستگاه اندازه‌گیری

بودن قسمت‌های چرخان آن از جمله چرخدنده مربوط می‌شود.

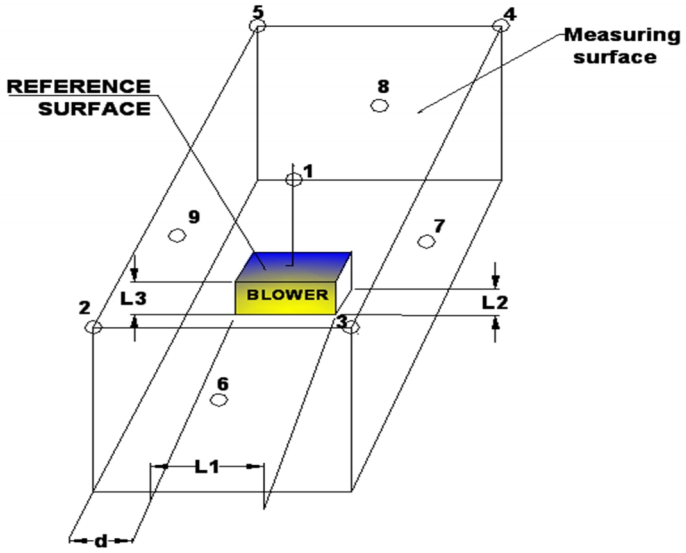
با توجه به اینکه در بررسی‌های مقدماتی محدوده تراز فشار صوت در اطراف این منابع ۹۳ دسی‌بل اندازه‌گیری شده و با وجود اتاق کنترل میزان صدا در مواجهه کارگران بیش از ۲۰۰ درصد بوده است، ارزیابی تراز و ویژگی‌های صوتی دمنده به منظور کنترل صدا ضروری به نظر رسید. بنابراین هدف مطالعه حاضر اتاقک‌سازی برای دستگاه دمنده هوا به منظور کنترل صدای آن و در نتیجه برآورد میزان اثربخشی این مداخله در کاهش صدا در یک کارخانه تولید فولاد بود.

روش بررسی

در این مطالعه ابتدا اطلاعات پایه و فنی مورد نیاز، پیرامون دستگاه دمنده هوا و نیز کارگران شاغل در واحد دمنده جمع‌آوری گردید. سپس اندازه‌گیری و ارزیابی مشخصه‌های صدا مرتبط به فرآیند دستگاه دمنده هوا در سالن دمنده در چند مرحله به شرح زیر صورت گرفت و در نهایت طرح کنترلی صدا برای دمنده بر مبنای اتاقک‌سازی ارائه و مورد تحلیل قرار گرفت.

۱- ارزیابی صدای دستگاه دمنده هوا و آنالیز فرکانس: با توجه به اینکه دستگاه دمنده هوا از سه قسمت اصلی متصل به هم یعنی الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور ساخته شده است اندازه‌گیری تراز فشار صوت حداکثر با هدف کنترل صوت در ۶ نقطه اطراف دستگاه به فاصله یک متر مطابق با شکل۱ به همراه آنالیز فرکانس در شبکه توزین خطی Lin با استفاده از ترازسنج صوت مدل CASELLA– CEL.450 صورت گرفت. صداسنج مذکور با استفاده از دستگاه CEL-110-2 کالیبره گردید.

۲- تعیین تراز توان صوت دستگاه دمنده هوا: توان صوت دستگاه به عنوان مهم‌ترین پارامتر نشان‌دهنده ویژگی صوتی منبع صدا، بر اساس روش محاسباتی فشار صوت مطابق با استاندارد بین‌المللی ISO-3746:1996 [۹] برآورد گردید. بدین ترتیب که ابتدا تراز فشار صوت فرکانس‌های مرکزی شبکه A در ۹ ناحیه فضایی از سالن دمنده (ناحیه فضایی که منبع در آن قرار دارد) اندازه‌گیری شد[۶]. برای این کار ابتدا ۹ محل کلیدی برای میکروفون در سالن شامل نقاط چهار وجه عمودی در وسط سالن، در مرکز و بالای سطح دستگاه و در هر یک از چهار گوشه در



شکل ۲- نقاط اندازه‌گیری تراز فشار صوت (۹ ناحیه فضایی) برای سطوح مستطیلی متوازی الاضلاع

بالای سطح سالن جهت اندازه‌گیری تراز فشار صوت دمنده هوا تنظیم گردید. سپس تراز فشار صوت در ۹ ناحیه فضایی تعیین شده در شبکه A در سالن دمنده اندازه‌گیری شد. محل‌های اصلی این ۹ ناحیه فضایی و سطوح اندازه‌گیری در شکل ۲ نمایش داده شده است.

سپس بر اساس توصیه استاندارد، عامل‌های تصحیح صدای زمینه و محیط آکوستیکی محل اندازه‌گیری محاسبه گردید و در نهایت با استفاده از روابط زیر تراز توان صوت دمنده در شبکه خطی و فرکانس غالب محاسبه گردید. مراحل محاسبات تراز توان صوت به صورت زیر می‌باشد:

الف- محاسبه متوسط ترازهای فشار صوت:

$$LP_{av} = 10\log\left[\frac{1}{9}\times\sum_{i=1}^{n}10^{LP_i/10}\right]$$

ب- محاسبه فاکتور K_r (تصحیح محیط):

$$K_r = 10\log_{10}\left[1+\frac{4(1-\bar{\alpha})S_m}{\bar{\alpha}S_0}\right]$$

S_m: مساحت سطح اندازه‌گیری

S_0: مساحت تحت پوشش سطح اندازه‌گیری

ج- محاسبه تراز توان صوتی منبع:

$$L_w = L_{p.av} + 10\log_{10}\left(\frac{S_m}{S_{ref}}\right) - K_r - 0.1$$

S_{ref}: مساحت مرجع برابر یک است.

۳- ارزیابی مواجهه کارگران با صدا

با توجه به هدف نهایی تحقیق که کنترل مواجهه کارگران با صدای زیان‌آور بوده و افراد شاغل در این واحد در طول زمان نوبت‌کاری در قسمت‌های مختلف سالن و اتاق کنترل و نیز اطراف دستگاه تردد دارند در ابتدا توسط دوزیمتر کالیبره شده مدل TES-1345 میزان مواجهه آنان به صورت طولانی مدت یک شیفت کامل اندازه‌گیری گردید و در مرحله طرح مداخله نیز با طراحی اتاقک کاهش این شاخص مورد توجه بوده است.

٤- ارزیابی آکوستیکی سالن دمنده هوا به لحاظ میزان متوسط ضریب جذب سطوح داخلی

در این مرحله به منظور تعیین خصوصیات سطوح داخلی سالن دمنده در ایجاد صدای با میدان

غیرمستقیم (میدان بازآوا) میزان متوسط ضریب جذب سطوح داخلی بنای سالن دمنده هوا ارزیابی و بر مبنای رابطه سابین محاسبه گردید[۴].

۵- طراحی اتاقک برای دستگاه دمنده هوا

به منظور کنترل صدای دستگاه دمنده هوا از روش اتاقک‌سازی استفاده شد. دستگاه دمنده هوا شامل سه قسمت اصلی الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور می‌باشد قسمت الکتروموتور بر طبق طراحی کارخانه سازنده دارای یک قطعه یا اتاقک مجزا به صورت سایلنسر بوده که بر روی موتور سوار شده و لذا این قسمت از دستگاه نیازی به طراحی اتاقک نداشت. همچنین ارزیابی صدا نیز نشان داد که صدای دستگاه دمنده مربوط به دو جزء جعبه دنده[1] و کمپرسور می‌باشد. بر همین اساس اتاقک آکوستیک فقط برای این دو قسمت از دستگاه طراحی گردید. برای این کار ابعاد دو قسمت از دستگاه یعنی گیربکس و کمپرسور به‌طور دقیق اندازه‌گیری شد. این دو قسمت از دستگاه دارای ابعادی به طول ۴/۲ متر، عرض ۲/۶ متر و ارتفاع ۱/۷ متر می‌باشد. بر این اساس با توجه به ابعاد این دو قسمت دمنده اتاقکی به طول ۴/۵ متر، عرض ۳ متر و ارتفاع ۲ متر بدون بازشو طراحی شد.

مراحل طراحی اتاقک آکوستیکی برای دو قسمت گیربکس و کمپرسور دستگاه دمنده هوا به شرح زیر انجام گردید:

۱- محاسبه حداقل چگالی سطحی موردنیاز در فرکانس غالب ۲۰۰۰ هرتز: حداقل چگالی سطحی مورد نیاز برای فرکانس غالب بر طبق رابطه۱، ۳/۷۵ کیلوگرم بر مترمربع برآورد شده است. بنابراین انتخاب لایه عایق اصلی اتاقک بسیار با اهمیت بود، لایه عایق اصلی پیشنهاد شده ورق فولادی سیاه به ضخامت ۲ میلیمتر بود، این لایه بر مبنای برخی نتایج مطالعات [۱-۲, ۱۰] علاوه بر تامین چگالی سطحی مورد نیاز مقاومت کافی در برابر اثر تشدید ارتعاشی و ضربه‌های قابل تبدیل به صدا را خواهد داشت.

$$TL = 20 \log fw - 47.5 \qquad \text{(رابطه ۱}$$

در رابطه۱، TL شاخص افت انتقال بر حسب دسی‌بل، f فرکانس مرکزی به هرتز و W چگالی سطحی بر حسب کیلوگرم بر متر مربع می‌باشد.

۲- تعیین فرکانس بحرانی لایه عایق اصلی اتاقک: برای طراحی اتاقک در ابتدا تعیین فرکانس بحرانی یا ناحیه انطباق و همزمانی طول موج صوت و ورق فولاد بر طبق رابطه۲ محاسبه گردید:

$$f_c = \frac{C_a^2}{1.8 \times C_b \times t \times sin^2\alpha_i}$$ رابطه ۲) محاسبه فرکانس بحرانی

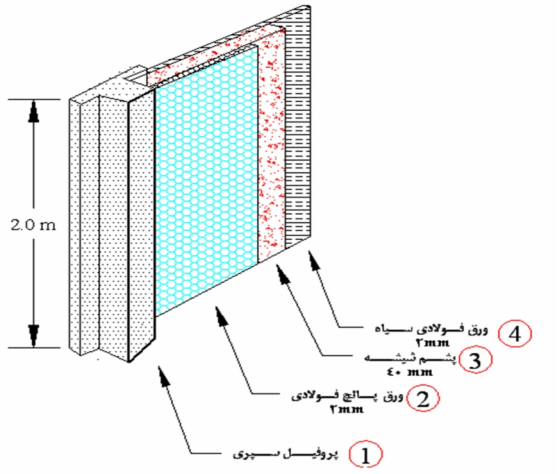
در رابطه فوق C_a سرعت صوت در هوا (۳۴۳/۳ متر در ثانیه در دمای ۲۰ درجه سانتی گراد) و C_b سرعت صوت در دیوار برحسب متر بر ثانیه، t ضخامت دیوار بر حسب متر، α_i زاویه برخورد صوت به دیوار (زاویه بین دیواره و راستای موج) بر حسب درجه می‌باشد.

زاویه برخورد صوت به دیوار یا زاویه بین دیواره و راستای موج در داخل اتاقک طراحی شده برای دمنده می‌تواند در زوایای ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه باشد که فرکانس بحرانی برآورد شده برای این زوایا به ترتیب در حدود۱۲۹۳۰، ۸۶۲۱ و ۶۴۶۴ هرتز می‌باشد که در محدوده بالاتر از فرکانس غالب ۲۰۰۰ هرتز قرار دارند.

۳- طراحی نقشه و خصوصیات لایه‌بندی با پانل فشرده ساندویچی: این لایه‌بندی به ترتیب از داخل به خارج به صورت زیر طراحی شد.

الف) کلاف فولادی ساخته شده توسط پروفیل قوطی ۸ کناری و سپری ۵در۵ میانی با چگالی سطحی ۱۵/۴ کیلوگرم بر مترمربع.

[1]. gearbox



شکل ۳- جزئیات لایه‌بندی دیواره اتاقک طراحی شده به ترتیب از داخل به خارج اتاقک

ب) لایه عایق در سطح خارجی: ورق فولادی سیاه با ضخامت ۲ میلیمتر و چگالی سطحی ۱۵/۴ کیلوگرم بر مترمربع.

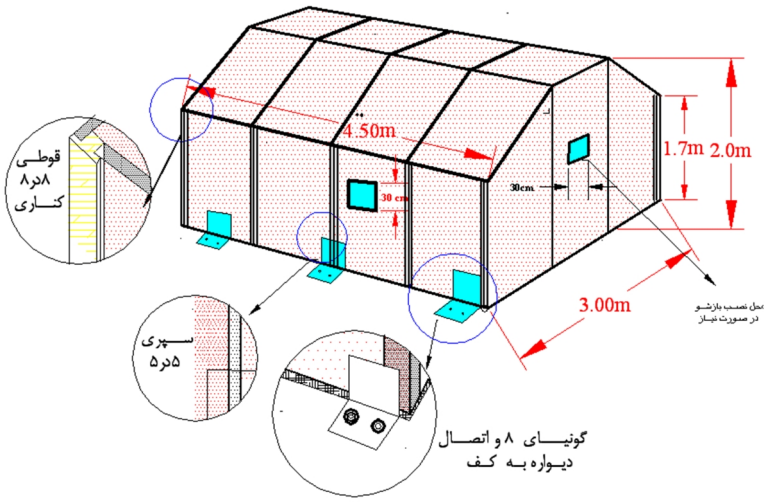
ج) لایه پرکننده و لایه جاذب: یک لایه پشم شیشه با ضخامت ۴ سانتیمتر و چگالی سطحی۴ کیلوگرم بر مترمربع.

ز) لایه داخلی اتاقک: ورق پانچ فولادی با ضخامت ۲ میلیمتر به عنوان پیش جاذب و چگالی سطحی ۱۰ کیلوگرم بر مترمربع.

۴- ابعاد و مساحت اتاقک و محاسبه چگالی سطحی آن: با توجه به شکل و ساختار دستگاه، یک اتاقک نیز به شکل ذوزنقه‌ای با یک مستطیل در قاعده آن (یا به شکل یک مستطیل که یک ذوزنقه در راس آن قرار گیرد)، دارای ابعاد ۲ × ۳ × ۴/۵ متر و بدون بازشو، طراحی شد که دارای مساحت کلی به میزان ۴۰/۳۵ مترمربع است. در حالت بدون بازشو، میزان چگالی کلی بر طبق لایه‌بندی طراحی شده (مجموع چگالی مصالح به کار رفته) ۲۹/۴ کیلوگرم بر مترمربع محاسبه شد. بنابراین با در نظر گرفتن این شرایط وزن اتاقک طراحی شده در حدود ۱۱۸۶ کیلوگرم محاسبه شده است. با استفاده از رابطه۳ میزان افت انتقال کلی اتاقک طراحی شده با در نظر گرفتن افت انتقال بازشوها و دیواره با لایه‌بندی طراحی شده محاسبه گردید[۴, ۶].

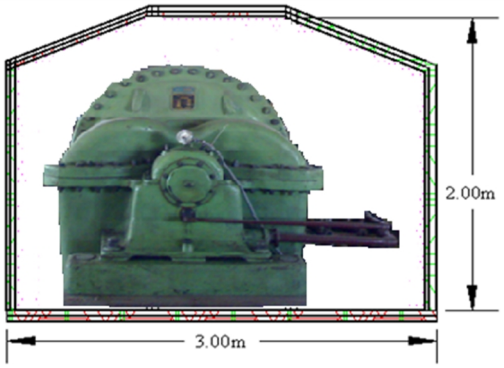
$$\overline{TL} = \frac{\sum TL_i \times S_i}{\sum S_i} \qquad \text{رابطه ۳}$$

در این رابطه TL_i و S_i به ترتیب میزان افت انتقال و مساحت هر یک از اجزاء لایه‌های موازی به‌کاررفته در اتاقک طراحی شده است.



شکل۴- نمای سه بعدی اتاقک طراحی شده برای دو قسمت دستگاه دمنده هوا

شکل ۵- دستگاه دمنده هوا و سه قسمت الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور



شکل ۶- برش عرضی اتاقک طراحی شده برای دو قسمت گیربکس و کمپرسور دستگاه دمنده هوا

یافته‌ها

در سالن دمنده هوا دو عدد دستگاه دمنده هوا وجود دارد که یکی از آنها همیشه در حالت رزرو می‌باشد که دارای یک اتاق کنترل در سالن می‌باشند. نتایج ارزیابی‌های آکوستیکی انجام شده و نیز اتاقک طراحی شده به ترتیب زیر ارایه گردید.

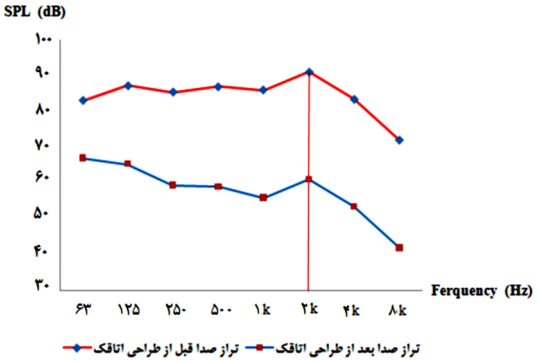
۱- نتایج ارزیابی صدای دمنده هوا و آنالیز فرکانس: نتایج ارزیابی‌های موضعی صدای دمنده شامل تراز فشار صوت ۶ ایستگاه اطراف دستگاه به همراه آنالیز فرکانس صدا در شبکه خطی (Lin) نیز در جدول شماره ۱ نمایش داده شده است. در این ارزیابی ترازهای صوتی در ۶ ایستگاه در فرکانس‌های مرکزی ۱ اکتاو برای هر جزء از دستگاه یعنی الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور کاملاً مشخص است. تراز فشار صوت اندازه‌گیری شده در این ایستگاه‌ها در محدوده dB(Lin) ۹۶-۹۴ سنجش گردید. نتایج آنالیز فرکانس صدای دمنده نیز نشان داد که فرکانس غالب صدای دمنده ۲۰۰۰ هرتز می‌باشد.

۲- نتایج تراز توان صوت محاسبه شده دستگاه دمنده: بر طبق روابط ارایه شده در بخش قبل، جهت برآورد تراز توان صوت دستگاه، متوسط تراز فشار صوت ۹ ناحیه فضایی در فرکانس غالب ۸۸/۹dB(Lin) اندازه‌گیری شد و همچنین تراز توان صوت برآورد شده در فرکانس غالب مرکزی یعنی ۲۰۰۰ هرتز، dB(Lin) ۱۰۲/۹۴ بود.

۳- نتایج ارزیابی مواجهه شغلی(دزیمتری): نتایج دزیمتری‌های انجام شده به منظور تعیین کلی میزان مواجهه کارگر با استفاده از دستگاه دزیمتر مدل

جدول ۱- نتایج تراز فشار صوت ۶ ایستگاه اطراف دستگاه به همراه آنالیز فرکانس صدا یک اکتاوباند در شبکه Lin

ایستگاه	فرکانس‌های مرکزی یک اکتاوباند- SPL dB(Lin)							شبکه
	۶۳	۱۲۵	۲۵۰	۵۰۰	۱۰۰۰	۲۰۰۰	۴۰۰۰	۸۰۰۰	Lin(z)
۱	۸۰/۵	۸۷	۸۵/۲	۸۶/۷	۸۵	۸۹/۵	۸۰/۹	۶۶/۵	۹۴/۴
۲	۸۳/۵	۸۸/۵	۸۶/۴	۸۷/۷	۸۵/۷	۹۴/۳	۸۲	۷۰	۹۶/۹
۳	۸۴/۲	۸۹	۸۵/۱	۸۸/۹	۸۵/۹	۹۰	۸۲/۵	۷۱/۱	۹۵/۷
۴	۸۱	۸۵/۲	۸۳/۲	۸۴/۲	۸۳/۷	۸۹/۵	۸۱/۹	۶۷/۸	۹۳/۲
۵	۸۱/۹	۸۶	۸۵/۹	۸۶/۲	۸۵/۹	۸۹/۹	۸۴/۲	۷۲/۹	۹۴/۷
۶	۸۵	۸۶/۹	۸۶/۳	۸۷/۴	۸۸/۲	۹۰/۴	۸۶/۷	۷۶/۱	۹۶/۱
میانگین	۸۳	۸۷/۳	۸۵/۴	۸۷	۸۵/۹	۹۱	۸۳/۵	۷۱/۹	۹۵/۴



نمودار ۱- تراز فشار صوت دستگاه دمنده هوا قبل و بعد از طراحی اتاقک

TES-1345 در طول سه نوبت کاری صبح، عصر و شب نشان داد که با توجه به میزان تردد اپراتور در نوبت‌های مختلف در سالن و اتاق کنترل، میزان صدای دریافتی توسط کارگران این واحد به‌طور متوسط ۲۳۰ درصد (معادل ۸۸/۶ dB) سنجش گردید. به منظور آزمون تکمیلی نتایج دزیمتری با صداسنج هم برآورد شد و بررسی‌ها نشان داد که کارگر در طول ۸ ساعت کار ۲/۷ ساعت با متوسط تراز فشار صوت ۹۳dB در داخل سالن و ۵/۳ ساعت با تراز فشارصوت ۸۰dB در داخل اتاق کنترل مواجهه دارند.

٤- نتایج تحلیل آکوستیکی بنای سالن دمنده از نظر ضریب جذب متوسط سطوح: برآوردهای انجام شده از تحلیل آکوستیکی بنای سالن دمنده به لحاظ میزان متوسط ضریب جذب صوتی سطوح داخلی نشان داد که مساحت کل سطوح داخلی سالن ۱۳۱۶/۱۱ متر مربع، متوسط ضریب جذب سطوح داخلی[۲] آن ۰/۰۸۲ سابین مترمربع و شاخص سابین (R_a) سالن ۱۰۸/۶ سابین متر مربع می‌باشد. جنس دیوارهای سالن تا ارتفاع ۴ متری ازجنس آجر و مابقی دیوار تا سقف ورقه فلزی نارنجی می‌باشد که متوسط ضریب جذب آنها به ترتیب ۰/۰۵۳ و ۰/۰۰۰۲۹۳ همچنین جنس سقف آستر آلومنیومی و کف بتن است که متوسط ضریب جذب آنها نیز به ترتیب ۰/ ۰۰۷۹۶ و ۰/۰۲۳ می‌باشد.

۵- نتایج محاسبات میزان کاهش تراز فشار صوت در صورت طراحی و نصب اتاقک بر روی دستگاه دمنده هوا به‌صورت جدول۲ خواهد بود.

بر اساس نتایج اندازه‌گیری انجام شده، تراز کلی فشار صوت دستگاه دمنده هوا برابر (Lin)dB ۹۵/۴ برآورد شد و لازم است که میزان کاهش صدای آن در حدود ۱۱ دسی‌بل کاهش یابد تا مواجهه کارگران در معرض به حد مجاز برسد. لذا با توجه به محاسبات انجام شده برای طراحی اتاقک ذکر شده (تراز فشار

جدول ۲- نتایج تراز فشار صوت قبل و بعد از طراحی اتاقک و میزان کاهش تراز صدا در فرکانس‌های مرکزی یک اکتاوباند در شبکه Lin

پارامترهای مورد بررسی	فرکانس های مرکزی یک اکتاوباند (هرتز)								میانگین
	۶۳	۱۲۵	۲۵۰	۵۰۰	۱۰۰۰	۲۰۰۰	۴۰۰۰	۸۰۰۰	
تراز فشار صدای اولیه دستگاه دمنده هوا	۸۳	۸۷/۳	۸۵/۴	۸۷	۸۵/۹	۹۱	۸۳/۵	۷۱/۹	۹۵/۴
افت انتقال تئوریکی اتاقک (TL) dB	۱۷/۸	۲۳/۸	۲۹/۸	۳۵/۲	۴۱/۸	۴۷/۸	۵۳	۵۹/۹	۶۱
افت انتقال عملی اتاقک با احتساب ۰/۰۰۱ نشتی dB (TL)	۱۶	۲۲	۲۶	۲۸	۳۰	۳۰	۳۰	۳۰	۳۷/۲
تراز فشار صدای دستگاه دمنده هوا پس از طراحی اتاقک با احتساب میزان افت عملی اتاقک dB (TL)	۶۷	۶۵/۳	۵۹/۴	۵۹	۵۵/۹	۶۱	۵۳/۵	۴۱/۹	۷۰/۷

[2] -Noise Reduction Coefficient

صدای دستگاه دمنده هوا پس از طراحی اتاقک با احتساب میزان افت عملی dB ۷۰/۷ محاسبه شده است)، می‌توان انتظار داشت که به طور متوسط در حدود ۲۴/۷ دسی‌بل تراز فشار صوت دستگاه دمنده هوا در سالن کاهش یابد. همچنین در جهت مقایسه و میزان کارایی اتاقک طراحی شده، اختلاف میزان ترازهای صوتی در حالت قبل و بعد از طراحی اتاقک به صورت نمودار شماره یک ترسیم شده است. نتایج بعد از طراحی میزان افت انتقال با در نظر گرفتن پارامترهای محیطی و نشتی برآورد و محاسبه شده است.

بحث و نتیجه‌گیری

نتایج اندازه‌گیری تراز فشار صوت در ۶ ایستگاه اطراف منبع و همچنین خطوط تراز صدای منبع در نقشه صوتی نیز نشان داد که تراز فشار صوت منبع بسیار بالاتر از حدود مجاز تعیین شده کشوری است[۱۱-۱۲]. به‌گونه‌ای که تراز کلی فشار صوت در شبکه خطی دستگاه دمنده به dB ۹۵/۴ می‌رسد و تجزیه فرکانسی صدا نیز نشان داد که صدای پیوسته دمنده در فرکانس ۲۰۰۰ هرتز غالب بوده و در فرکانس‌های مربوط به مکالمه تراز فشار صوت بالاتر است. تعیین فرکانس غالب در طراحی و انتخاب جنس دیواره اتاقک معیار ضروری بود.

توان صوتی یک ویژگی بسیار مهم از صدای منبع است . در این مطالعه به منظور تعیین میزان قدرت دستگاه دمنده در تولید صوت، توان صوتی به عنوان یکی از مشخصه‌های آکوستیکی در ارزیابی صدا جهت ارایه طرح کنترل صدا برآورد و بررسی شد. دلیل این امر این بود که دستگاه دمنده در یک سالن محصور قرار گرفته است و با توجه به انعکاس صوتی بالا و وجود میدان‌های بازآوایی صدا ناشی از سطوح داخلی سالن، تعیین میزان تراز صوتی دستگاه ناشی از میدان مستقیم (بدون تأثیر سطوح تشدید کننده صوت) در کار ارزیابی کمک کننده خواهد بود زیرا تراز توان صوت برآورد شده صرفنظر از ویژگی سطوح و میزان جذب و انعکاس محیط و عوامل مؤثر دیگر ویژگی اصلی صدا و تراز اصلی توان دستگاه دمنده را در تولید صوت نشان می‌دهد. همچنین اینکه تعیین تراز توان صوت منبع می‌تواند در میزان کارایی اتاقک طراحی شده جهت کنترل صدای دمنده مؤثر باشد. توان صدا در دستگاه دمنده وابسته به پارامترهایی از قبیل حجم هوای عبوری و فشار هوای خروجی بوده که نشان-دهنده چگونگی کار آن است.

تحلیل آکوستیکی سالن دمنده بر مبنای جذب نشان داد که ضریب جذب صوت در سالن دمنده بسیار پایین بود(۰/۰۸۲ سابین‌مترمربع)؛ زیرا بیشتر سطوح داخلی سالن به‌ویژه دیوارها و سقف از جنس مواد ریجید و سخت است (دیوارهای سه جهت سالن از جنس ورق فلزی بوده که موجب پایین بودن متوسط ضریب جذب صوت و در نتیجه بالا بودن زمان بازآوایی در آن شده است)، به گونه‌ای که میزان ضریب انعکاس صوتی و شاخص بازآوایی محاسبه شده برای سالن به ترتیب ۰/۹۱۸ و ۱۶/۲۶ دسی‌بل بود و زمان بازآوایی در سالن تا محدوده ۴ ثانیه برآورد گردید.بنابراین بر طبق نتایج ارزیابی آکوستیکی در واحد دمنده می‌توان نتیجه گرفت که سالن دمنده به لحاظ آکوستیکی یک بنای زنده محسوب می‌شود و محصور نمودن منبع صوتی موجب می‌شود تا صدای غیرمستقیم تولید شده ناشی از سطوح بازآوا به میزان بالایی کاهش یابد. در مطالعه‌ای که به منظور کنترل صدا در یک سالن صنعتی در استرالیا انجام شد. تحلیل آکوستیکی سالن بر مبنای جذب صوت نشان داد که میانگین ضریب جذب کلی صوت سالن که دارای سطوح سقف و دیوارهای بسیار ناهمگون به لحاظ جذب است،در حدود ۰/۱۵ و در نتیجه زمان بازآوایی آن در حدود ۲ ثانیه است[۱۳]. بنابراین قرار گرفتن دستگاه دمنده در یک محیط بازآوا در تشدید صدای آن بسیار مؤثر بوده است.

نتایج اندازه‌گیری تراز صدای معادل و نیز دز صدای دریافتی توسط کارگران با استفاده از دستگاه دزیمتر (بطور متوسط میزان ۲۳۰ درصد) بیانگر این واقعیت

بود که صدای دمنده برای کارگران شاغل در اطراف آن به شدت آزار دهنده بوده و با وجود اتاق کنترل مجزا در سالن، میزان صدای دریافتی کارگران بالاست و در حدود ۲/۳ برابر حد مجاز است. بنابراینطول زمان مواجهه با صدا در سالن باید بر طبق استاندارد مورد پذیرش کمیته فنی بهداشت حرفه‌ای کشور از ۸ ساعت به حدود ۳ ساعت کاهش پیدا کند. همچنین تراز کلی صدا در اتاق کنترل نیز در حدود ۸۰dBA بود. بر مبنای مطالعات انجام شده این میزان مواجهه به لحاظ ارگونومیکی و آسایش صوتی بر ایجاد تداخل در تمرکز و مکالمه مؤثر است. بنابراین انجام دزیمتری شیوه‌ای مناسب در تعیین میزان کارایی و اثربخشی اتاقک طراحی شده در این واحد بود. در مطالعه گلمحمدی و همکاران در یک پالایشگاه نفت، به منظور کنترل صدای تجهیزاتی از جمله پمپ‌ها و کمپرسورها به دلیل تراز فشار صوت بالای منابع، روش اتاقک‌سازی پیشنهاد شد زیرا سنجش تراز صدای معادل مواجهه و در نتیجه میزان صدای دریافتی در کارگران بر طبق استاندارد مجاز کشوری به ترتیب ۸۹/۵ dB و ۲۸۲ درصد برآورد گردید که بر پایه برآوردهای انجام شده با طراحی اتاقک تراز صدا در فرکانس غالب در حدود ۲۰dB کاهش را نشان داده است[۱-۲]. در مطالعه نصیری و همکاران که در یک منطقه نفتی به منظور تعیین اثر محصورسازی انواع مختلف منابع مولد صدا از جمله کمپرسورها و ژنراتورها انجام گرفت، مشخص گردید که با طراحی انواع مختلف از اتاقک‌های محصورکننده تراز صوتی آنها در محدوده dB(A) ۳۰-۲۰ کاهش می‌یابد[۱۰].

بنابراین این نتایج بیانگر این است که به منظور کاهش مواجهه با صدا و در نتیجه کاهش اثرات زیان‌آور ناشی از آن، ارایه و طراحی روش کنترلی مناسب و مؤثر ضروری است. بر این اساس به منظور کنترل صدای دستگاه دمنده هوا و کاهش صدا در سالن و در نتیجه کاهش میزان صدای دریافتی توسط کارگران و پیشگیری از اثرات زیان‌آور صدا بر اساس روش‌های فنی و مهندسی یک اتاقک آکوستیکی با لایه‌بندی فشرده عایق، طراحی گردید. با توجه به فرکانس غالب صدای دمنده ضروری است از موادی در ساختمان اتاقک به عنوان عایق استفاده شود که دارای چگالی بالا و در عین حال دارای فرکانس تشدید و بحرانی خارج از محدوده اثر تغییرات افت انتقال برای سه ناحیه رفتار صدا در دیواره و اتاقک باشد و نیز اینکه به لحاظ اقتصادی (مقرون به صرفه بودن) نیز موادی به عنوان عایق استفاده شود که از هزینه پایینی برخوردار باشد. بر این اساس برای طراحی اتاقک از ورقه فولادی سیاه با ضخامت ۲ میلیمتر و چگالی سطحی ۱۵/۴ کیلوگرم بر مترمربع در طراحی استفاده شد. دلیل استفاده از این ضخامت این بود که ورق فولاد در ضخامت‌های پایین‌تر خود موجب تولید ارتعاش و در نتیجه صدا می‌گردد و در ضخامت‌های بالاتر موجب سنگین شدن اتاقک می‌شد و لذا تجربه نشان داده است که ۲ میلیمتر، ضخامت بسیار مناسبی است. همچنین فرکانس بحرانی آن در زوایای مختلف برخورد صوت به دیواره بیش از ۶ کیلوهرتز بدست آمد که بسیار بالاتر از فرکانس غالب صدای دمنده است. اتاقک طراحی شده دارای سقف به شکل ذوزنقه بوده که دلیل این طراحی این است که در برخورد صوت به دیوارهای آن اثرات تشدید و انعکاسات صوتی نسبت به حالت برخوردهای بازتابشی مقابل خنثی گردد. در نهایت اینکه محاسبات نشان داد که در صورت ساخت و نصب اتاقک میزان تراز فشار صوت دمنده به حد مجاز مواجهه شغلی (OEL) کاهش خواهد یافت.

منشأ اصلی ایجاد صدا در دستگاه دمنده هوا گیربکس و کمپرسور است که به دلیل چرخ دنده‌های مارپیچی روتور در قسمت‌های چرخان گیربکس و ایجاد فعل و انفعال بین جریان حرکت هوا در طول پره‌های دوار و ثابت در داخل کمپرسور ایجاد می‌گردد. بنابراین طراحی اتاقک با مشخصات مذکور برای این دو قسمت به عنوان بهترین راه برای کاهش انتشار صوت در داخل سالن است، زیرا علاوه بر محصور نمودن صدای دمنده، انتشار و میدان صوتی بازآوا را

نیز کاهش می‌دهد و در نهایت با استفاده از آن می‌توان به کاهش قابل قبول صدا به لحاظ آکوستیکی و اقتصادی دست یافت. برآورد شده است که با نصب و اجرای اتاقک، میزان صدای دریافتی کارگران شاغل در این واحد، با در نظر گرفتن اینکه در طول ۸ ساعت شیفت کاری،به‌طور کامل در سالن حضور داشته باشند، حدود ۲۰ درصد و در صورتی که آنها در طول ۸ ساعت شیفت کاری ۵/۳ ساعت در اتاق کنترل با تراز صدای حدود ۶۰/۱dB (تراز فشار صوت در داخل اتاق کنترل ۱۴dB کمتر از تراز فشار صوت در سالن دمنده است) و ۲/۷ ساعت در سالن با تراز صدای حدود ۷۳dB باشند، حدود کمتر از ۱۰ درصد کاهش یابد.

منابع

1. Golmohammadi R, Monazzam MR, Nourollahi M, Nezafat A, Momen Bella Fard S. Evaluation of Noise Propagation Characteristics of Compressors in Tehran Oil Refinery Center and Presenting Control Methods. Journal of Research in Health Sciences, 2010; 10(1):22-30 [Persian].
2. Golmohammadi R, Monazzam MR, Nourollahi M, Nezafat A. Noise Characteristics of Pumps at Tehran's Oil Refinery and Control Module Design. Pakistan Journal of Scientific and Industrial Research.2009; 52(3):167-172.
3. Bell LH, Bell DH. Industrial Noise Control. Marcel Dekker, New York,1994.
4. Golmohammadi. R. Noise and Vibration Engineering. 4th ed. Hamadan: Daneshjoo; 2010.
5. Golmohammadi R, Monazzam M R, Nourollahi M, Fard SMB. Assessment and control design for steam vent noise in an oil refinery. Journal of Research in Health Sciences, 2011;1(11):14-9.
6. Barron FB. Industrial noise control and acoustics. New York: Marcel Dekker; 2003.
7. Gusev VP, Ustinov VA, Kan AG. Determination of noise characteristics of multistage air blower and gas blowers. Chemical and Petroleum Engineering.1977;13(8)748-752.
8. Kerketta V. Work zone noise levels at Aarti steel plant. Journal of Environmental Biology. 2009;30(5):900.
9. ISO 3746.Acoustics, Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Survey Method, International Standard Organization, 1996.
10. Nassiri P, Zaree M, Golbabaei F. Evaluation of noise pollution in Lavan Oil Field and determination of source enclosure for noise reduction. Iran OccupationalHealth Journal. 2007;4(3):49-56 [in Persian].
11. Ministry of Health and Medical Education. Occupational Exposure limits (OEL). Tehran: MHME; 2003 [Persian].
12. American Conference on Governmental Industrial Hygienists. Thresholds limit values and biological indexes. New York: ACGIH; 2010.
13. Successful noise management in manufacturing. Australian Department of Consumer and Employment Protection. https://www.commerce.wa.gov.au/sites/default/files/atoms/files/successful_noise_man.pdf February 2006.

Enclosure design for noise control of air blower in the typical steel industry

R Golmohammadi[1], M Aliabadi[2], E Darvishi[3]

Received: 2013/04/5 Revised: 2013/07/22 Accepted: 2013/11/7

Abstract

Background and aims: In the steel industry, air blowers used to supply compressed air are considered as sources of annoying noise. This study aims to design an acoustic room chamber in order to control the noise level of the air blower.

Methods: Measuring of the noise level along with frequency analysis was performed by using sound level meter, model of CASELLA-Cell.450. Dosimetery was performed in order to assess the worker's exposure using the dosimeter model TES-1345. Linear sound power level of machine was calculated based on ISO-3746. Distribution of noise emission of the source was shown in form of workroom noise maps using Surfer software. Acoustic analysis of workroom was performed based on sound absorption characteristic of internal surfaces. In order tocontrol noise level, an enclosure along with condensed sandwich panels was designed for blower and finally, the effect of this intervention was estimated.

Results: The results showed that the total sound pressure level of the air blower was 95.4dB (Lin) in which the dominant frequency was 2000 Hz. Moreover, sound power level of the air blower in the dominant frequency was 102.94dB (Lin). The effective absorption surface of workroom was estimated equal to 0.082 and the average occupational noise exposure level based on noise dose was equal to 230%. By designing the enclosure along with the steel and fiberglass as a primary insulation layer and punched steel sheet as absorption layer on internal surfaces, the actual transmission loss in the dominant frequency, by taking into account the 0.001 of leakage was estimated as 30dB.

Conclusion: gearbox and compressor were two main sources of air blower noise due to the spiral gearing wheels spinning rotor gearbox parts and the interaction between the rotary and fixed blades and the movement of air through the compressor. Following the enclosure design, the noise dose received by worker was reduced to less than 20 percent**.**

Keywords: Module design, Air blower, Noise control, Acrostic analysis, Steel industry.

1. Department of Occupational Hygiene and Research Center for Health Sciences, Hamadan University of Medical Sciences, Hamedan, Iran.
2. Department of Occupational Hygiene, Faculty of Health, Hamadan University of Medical Sciences, Hamedan,
3. **(Corresponding author)** Kurdistan Environmental Health Research Center, Department of Occupational Health, Faculty of Health, Kurdistan University of Medical Sciences, Kurdistan, Iran. darvishi.hse@gmail.com