

بررسی تأثیر استفاده از سایلنسر جذبی محور مرکزی در کاهش صدای کانال ورودی هوای فن دمنده سانتریفوژ

فرهاد فروهر مجد^۱، سمیه اشرفیان^۲

مقاله پژوهشی

چکیده

مقدمه: فن‌های سانتریفوژ، از جمله فن‌های پرمصرف در واحدهای صنعتی به منظور انتقال حجم زیادی از هوا به تجهیزات صنعتی مانند بویلرها، بلوایر و... می‌باشند که از مهم‌ترین منابع صدا در صنعت به شمار می‌روند. مطالعه حاضر با هدف بررسی تأثیر استفاده از سایلنسر جذبی در کاهش صدای فرکانس پایین فن سانتریفوژ ایرانی انجام شد.

روش‌ها: فن مورد بررسی دارای قطر ۵۵ سانتی‌متر با مشخصات فنی شامل سرعت ۲۹۸۰ دور و دبی هوای عبوری ۳۰۰۰ مترمکعب بر ساعت بود. جنس دیواره سایلنسر از آهن گالوانیزه با ضخامت ۳ میلی‌متر تشکیل شد. سایلنسر با محور مرکزی به قطر ۵ سانتی‌متر و طول ۱۰۰ سانتی‌متر طراحی گردید و داخل سایلنسر و اطراف محور مرکزی آن با پشم شیشه به عنوان جاذب صوت پوشانده شد.

یافته‌ها: حداکثر کاهش فشار صوت در فرکانس‌های پایین با استفاده از سایلنسر جذبی طراحی شده، ۱۲ دسی‌بل به دست آمد. با افزایش قطر و چگالی جاذب، نتایج بهتری در میزان کاهش تراز فشار صوت مشاهده شد.

نتیجه‌گیری: با توجه به نتایج به دست آمده در خصوص کاهش صدای فن‌های سانتریفوژ، می‌توان از سایلنسرهای جذبی محور مرکزی با مشخصات جاذب پشم شیشه به ضخامت ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب، جهت کاهش فشار صوت در فرکانس‌های مختلف به عنوان وسیله مؤثری استفاده نمود.

واژه‌های کلیدی: سایلنسر جذبی، محور مرکزی، فن سانتریفوژ

ارجاع: فروهر مجد فرهاد، اشرفیان سمیه. بررسی تأثیر استفاده از سایلنسر جذبی محور مرکزی در کاهش صدای کانال ورودی هوای فن دمنده سانتریفوژ. مجله تحقیقات نظام سلامت ۱۳۹۶؛ ۱۳ (۳): ۳۴۷-۳۵۲

پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۱۰/۱۳

دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۶/۴

مقدمه

تعداد بی‌شماری از افراد در محیط کار و در محل زندگی تحت تأثیر اثرات زیانبار صدا قرار دارند و با توجه به پیشرفت روزافزون صنعت، لزوم بررسی عوامل مخاطره‌آمیز محیط کار از جمله عوامل فیزیکی زیان‌آور، بیشتر احساس می‌گردد (۱). نتایج مطالعات انجام شده نشان می‌دهد که حدود ۳۰ میلیون نیروی کار در آمریکا با صداهای بالا در تماس هستند (۲). سیستم‌های تهویه، یکی از مهم‌ترین منابع صدا در ساختمان‌ها می‌باشد که از بخش‌هایی همچون فن و کانال یا توزیع‌کننده‌ها تشکیل شده است (۳).

فن‌هایی که در سیستم‌های تهویه مورد استفاده قرار می‌گیرند، بسته به طبیعت جریان هوایی که از آن عبور می‌کند، به دو دسته کلی تقسیم می‌شوند. فن‌ها با جریان هوای محوری که در آن‌ها جهت جریان هوا با محور گردش فن موازی است و فن‌های گریز از مرکز که جریان هوا در جهت شعاع آن‌ها خارج می‌شود. فن‌های دارای جریان محوری کاربرد وسیعی در صنعت دارند و همان‌گونه که از نام آن‌ها نیز مشخص است، جریان هوا موازی با گردش محور فن می‌باشد و نیازی به تغییر جهت هوا هنگام عبور از فن نیست. سه نوع اصلی این فن شامل فن پروانه‌ای، محور لوله‌ای و محور پره‌ای می‌باشد. فن‌های گریز

از مرکز متمایز از فن‌های محوری هستند؛ به طوری که هوا تیغه‌های بخش چرخنده را در جهت شعاع آن‌ها ترک می‌کند (عمود بر محور چرخش) و به سه نوع تقسیم می‌گردد. فن‌های تیغه خمیده به جلو که اغلب فن‌های «قفسه محافظ» (قفس سنجایی) هستند و به طور گسترده جهت حرکت مقادیر زیاد هوا هنگام فشار استاتیک کم تا متوسط مورد استفاده قرار می‌گیرند، فن‌های تیغه شعاعی که ساده‌ترین و دارای پایین‌ترین راندمان از گروه فن‌های گریز از مرکز می‌باشند و فن‌های تیغه خمیده به عقب که برای سیستم‌های خروجی موضعی با هوای بدون گرد و غبار ترجیح داده می‌شوند (۴).

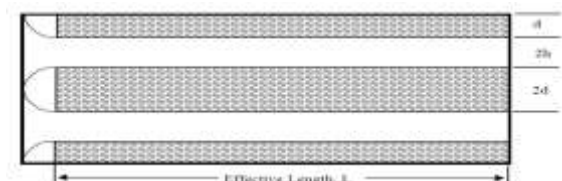
همان‌گونه که گفته شد، سیستم‌های تهویه یکی از منابع اصلی صدا در صنایع فن به شمار می‌روند و از مهم‌ترین علل ایجاد صدای مکانیکی آن‌ها (غیر آیرودینامیکی صدا) می‌توان به عدم بالانس فن، یاتاقان، صدای موتور و رزونانس ساختاری اشاره نمود (۵). روش‌های مشخص و متنوعی جهت جلوگیری و کنترل آلودگی صوتی موجود در صنایع وجود دارد که تنوع آن‌ها به نوع منابع، شرایط فیزیکی و هدف از کنترل بستگی دارد. شناسایی درست صدا و مشخصات آن، جزء اصلی‌ترین فعالیت‌های کنترل صدا می‌باشد؛ چرا که قبل از هرگونه اقدامی درباره صدا، باید مشخصات کامل آن شناسایی و پردازش سیگنال شود (۶).

۱- استادیار، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، کمیته تحقیقات دانشجویی و گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران

Email: somayehashrafian@yahoo.com

نویسنده مسؤول: سمیه اشرفیان



شکل ۲. نمایی از سایلنسر طراحی شده به صورت شماتیک

در ادامه، جهت ساخت محور مرکزی، میله‌ای به اندازه طول سایلنسر تهیه گردید. نکته مهم این است که باید جنس میله، مقاومت پیچاندن جاذب مربوط به آن و نصب به بدنه سایلنسر را داشته باشد. بنابراین، میله مرکزی از جنس آهن تهیه شد تا قابلیت جوش به بدنه توسط میخ‌های مربوط را داشته باشد. جهت تهیه این محور، میله‌ای به طول ۱۰۰ سانتی‌متر و قطر ۵ سانتی‌متر در نظر گرفته شد که با احتساب قطر جاذب (۵ سانتی‌متر)، توازن در دو طرف دیواره‌های سایلنسر در نظر گرفته شده رعایت گردید. در ورودی جریان هوا به داخل سایلنسر، نیاز است امواج صوتی به دیواره‌های کناری سایلنسر که جاذب‌های صوتی قرار گرفته است، هدایت شود. به همین دلیل دو گپ به صورت دو نیم‌کره در ابتدا و انتهای سایلنسر تعبیه شد. با در نظر گرفتن مجموعه قطر لوله و جاذب، گپ ایجاد شده دارای قطر ۱۰ سانتی‌متر بود. به منظور اتصال میله مرکزی به بدنه سایلنسر، باید میخ‌های نگهدارنده تهیه شود که با جنس بدنه و محور مرکزی متناسب باشد. از این‌رو، جنس میخ‌های نگهدارنده نیز از آهن انتخاب گردید. به منظور چسباندن جاذب‌ها به بدنه، از چسب پاتکس استفاده شد تا با مقاومت کافی به بدنه سایلنسر چسبیده شود. جهت اندازه‌گیری صدا و مشخص نمودن عملکرد سایلنسر مورد طراحی، دستگاه صداسنج (مدل B&k ۲۲۳۱، شرکت B&K دانمارک) همراه با آنالیزور و میکروفون (مدل B&k شرکت B&K دانمارک) مورد استفاده قرار گرفت. تعداد و محل ایستگاه‌های اندازه‌گیری در هر کارگاه بسته به هدف اندازه‌گیری، متفاوت خواهد بود.

با توجه به این که هدف، اندازه‌گیری میزان کاهش صدا بعد از استفاده از سایلنسر بود، برای تعیین میزان فشار صوت، اندازه‌گیری به فاصله یک متر از منبع انجام پذیرفت و کلیه صداهای زمینه مانند سایر دستگاه‌ها، صدای تردد و... تحت کنترل قرار گرفت و تنها صدای موجود در آن محل، صدای جریان هوای ورودی فن و الکتروموتور فن مربوط به آن بود. به منظور پیشگیری از تأثیر جریان هوا بر صدای اندازه‌گیری شده، از میکروفون صدا در کناره‌های سایلنسر استفاده گردید. در نتیجه، صداهای مداخله‌گر ناشی از جریان هوا در ورودی فن حذف شد. نحوه ایستگاه‌بندی اندازه‌گیری بدین شرح بود: دیگ در کنار سمت راست سایلنسر قرار داشت و امکان اندازه‌گیری وجود نبود. روبه‌روی سایلنسر نیز محل ورود جریان هوا بود که تأثیر زیادی بر روی میکروفون دارد و نتایج قابل قبولی را ارایه نمی‌دهد. در قسمت عقب سایلنسر نیز وجود صدای الکتروموتور، تأثیر زیادی را بر روی دقت اندازه‌گیر صدا گذاشت و محل مناسبی جهت اندازه‌گیری نبود. بنابراین، اندازه‌گیری در کنار سمت چپ انجام گرفت. با توجه به این که امکان حذف صدای الکتروموتور وجود نداشت، تنها ایستگاهی که کمترین تأثیر را از صدای الکتروموتور داشت، ایستگاه سمت چپ سایلنسر بود که قبل و بعد از نصب سایلنسر در فاصله یک متری مورد اندازه‌گیری قرار گرفت و نتایج آن ثبت و با یکدیگر مقایسه گردید. با توجه به هدف کنترل صدا، آنالیز در یک سوم اکتاوباند و در شبکه‌های A و Z صورت گرفت.

در اغلب صنایع، در اثر انتقال هوا یا گاز از یک قسمت به قسمت دیگر، صدای زیادی ایجاد می‌شود که جهت کاهش این آلودگی صوتی، استفاده از لوازم خاص به نام کاهش دهنده‌های صدا یا فیلترهای آکوستیکی، الزامی است. یک فیلتر آکوستیکی یا سایلنسر، ابزاری است که از انتقال امواج صوتی جلوگیری به عمل می‌آورد و در همین حین در راه عبور هوا یا گاز، مقاومت محسوسی ایجاد نمی‌کند (۷).

سایلنسر‌ها برای کاهش صدای خروجی‌های هوا، کانال‌ها و فن‌ها کاربرد دارند (۸). این وسایل می‌توانند به سه گروه اساسی «واکنشی، جذبی و پخش کننده» تقسیم شوند (۹).

از آنجایی که فن‌های سانتریفوژ کاربرد بسیار زیادی در صنایع دارند و صدای زیادی نیز ایجاد می‌کنند، مطالعه حاضر با هدف بررسی تأثیر سایلنسر جذبی بر صدای حاصل از این نوع فن‌ها انجام شد.

روش‌ها

این تحقیق از نوع تحلیلی-تجربی بود و بر روی صدای فن سانتریفوژ که از اجزای سیستم تهویه می‌باشد، انجام گرفت. جهت بررسی نقش این نوع سایلنسر، به سیستمی با ابعاد واقعی نیاز بود. بنابراین، تصمیم گرفته شد که مطالعه به صورت میدانی انجام گیرد. فن مورد بررسی دارای قطر ۵۵ سانتی‌متر و طول سایلنسر دو برابر قطر (حدود ۱۱۰ سانتی‌متر) بود. علت انتخاب دو برابری طول نسبت به قطر، رعایت تناسب بین ابعاد سایلنسر و ابعاد فن و عملکرد بهتر آن می‌باشد. با توجه به این که با افزایش طول سایلنسر، تأثیر آن در کاهش صدا بیشتر می‌شود، اما به علت کمبود فضا، افزایش وزن و شکل بودن سایلنسر، امکان طول بزرگ‌تری وجود نداشت. جنس دیواره سایلنسر از آهن گالوانیزه و دارای ضخامت ۳ میلی‌متر بود. چگالی‌های مورد استفاده برای جاذب پشم شیشه، ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب در نظر گرفته شد. سایلنسر سیرکولار از یک بدنه کرومی که داخل آن با جاذب صوتی پوشانده می‌شود، تشکیل شده است (شکل ۱).



شکل ۱. نمایی واقعی از سایلنسر طراحی شده

طراحی صورت گرفته سایلنسر با محور مرکزی در شکل ۲ نشان داده شده است. بر اساس ابعاد طراحی شده، ورقه‌های مربوط با طول در نظر گرفته شده، برش زده شد و ورقه‌ها با دستگاه نورد خم گردید و بدنه به وسیله دستگاه جوش جوشکاری شد. سپس فلنج ورودی فن به قطر ۵۱ سانتی‌متر به بدنه فن موجود پیچ شد. در این مرحله، بدنه اصلی سایلنسر ساخته شد و جهت نصب جاذب صوت آماده بود. انتخاب جاذب صوت بسیار مهم است؛ چرا که از شاخص‌های بسیار مهمی در بهبود عملکرد سایلنسر می‌باشد. با توجه به جاذب‌های صوتی موجود در کشور ایران، پشم شیشه به عنوان جاذب انتخاب شد.

یافته‌ها

مطالعه حاضر به صورت میدانی و بر روی فن سانتریفوژ با مشخصات سرعت فن ۲۹۸۰ دور، دبی هوای عبوری ۳۰۰۰ مترمکعب بر ساعت، قدرت الکتروموتور ۱۸ کیلووات و نحوه کویلینگ الکتروموتور به صورت مستقیم انجام گرفت. بررسی صدای ناشی از فن قبل و بعد از اندازه‌گیری در جداول ۵-۱ و شکل‌های ۳ و ۴ ارایه شده است. میزان کاهش صدا در فرکانس‌ها و حالت‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت.

جدول ۱. تراز فشار صدای فن و توزیع فرکانسی صدا با کنترل صدای زمینه

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)
۳۲	۱۰۰
۶۳	۹۸
۱۲۵	۸۸
۲۵۰	۸۶
۵۰۰	۹۵
۱۰۰۰	۹۰
۲۰۰۰	۹۰
۴۰۰۰	۸۸
۸۰۰۰	۸۵

این حالات شامل استفاده از جاذب پشم شیشه با دانسیته (۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب) و قطره‌های متفاوت (۵ و ۱۰ سانتی‌متر) بود. بر اساس یافته‌ها، در کلیه فرکانس‌های ۳۲، ۶۳، ۱۰۰، ۱۲۵، ۲۵۰، ۵۰۰، ۱۰۰۰، ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۸۰۰۰ هرتز، کاهش تراز فشار صوت در جاذب پشم شیشه مشاهده شد.

جدول ۲. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۵ سانتی‌متر و دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۹۲	۸
۶۳	۸۸	۱۰
۱۲۵	۸۶	۲
۲۵۰	۸۲	۴
۵۰۰	۸۷	۸
۱۰۰۰	۸۵	۵
۲۰۰۰	۸۵	۵
۴۰۰۰	۷۸	۱۰
۸۰۰۰	۷۷	۸

همچنین، سایلنسر جذبی با طول ۱۲۰ سانتی‌متر، ضخامت جاذب پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب، بالاترین میزان جذب صدا در فرکانس ۶۳ هرتز را داشت و این یافته در مقایسه با ضخامت جاذب پشم شیشه ۵ سانتی‌متری نشان دهنده آن است که هرچه ضخامت عایق بیشتر شود، توانایی جذب انرژی صوت توسط جاذب مربوط افزایش می‌یابد.

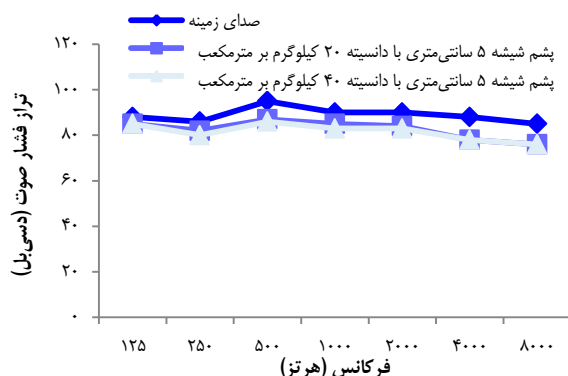
جدول ۳. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۵ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۹۰	۱۰
۶۳	۸۷	۱۱
۱۲۵	۸۵	۳
۲۵۰	۸۱	۵
۵۰۰	۸۶	۹
۱۰۰۰	۸۴	۶
۲۰۰۰	۸۳	۷
۴۰۰۰	۷۷	۱۱
۸۰۰۰	۷۷	۸

دانسیته عایق پشم شیشه ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب نیز توانایی جذب بالاتری را نسبت به دانسیته ۲۰ در این نوع عایق نشان داد. لازم به ذکر است که نتایج به دست آمده از مقایسه چهار حالت پیش آمده که شامل استفاده از عایق پشم شیشه با دو ضخامت متفاوت و دو قطر متفاوت بود، نشان داد که با افزایش دو برابری قطر و افزایش ضخامت عایق، میزان افت صدای بیشتری مشاهده شد.

جدول ۴. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۹۲	۸
۶۳	۸۷	۱۱
۱۲۵	۸۵	۳
۲۵۰	۸۲	۴
۵۰۰	۸۷	۸
۱۰۰۰	۸۵	۵
۲۰۰۰	۸۴	۶
۴۰۰۰	۷۸	۱۰
۸۰۰۰	۷۶	۹



شکل ۴. مقایسه میزان صدا قبل و بعد از نصب سایلنسر با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۱۰ سانتی متر و دانسیته ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

پژوهش Selamet و همکاران نیز کاهش صدا در سایلنسرهای پر شده با فیبرهای رشته‌ای را به صورت تئوری و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. تحقیق آن‌ها به بررسی یک نوع سایلنسر هیبرید و محفظه پر شده در ترکیب با رزوناتور هلمهولتز پرداخت و کاهش صدا را در فرکانس‌های بیشتر از ۲۵۰ هرتز به دست آورد (۱۲). Wang و همکاران نیز سایلنسرهای با و بدون مواد جاذب را مورد بررسی قرار دادند. نتایج مطالعه آن‌ها نقش مواد جاذب در افت انتقال در فرکانس‌های رزونانس را نشان داد. همچنین، آن‌ها بعد از استفاده از جاذب‌های مختلف، به این نتیجه رسیدند که مواد جاذب با پگالی بالاتر، توانایی جذب صدای بیشتر و به دنبال آن، کاهش صدای بیشتری را خواهند داشت (۱۳).

یوسفی و همکاران نیز طی انجام پژوهشی، کاهش فشار صوت در فرکانس‌های پایین توسط سایلنسر جذبی طراحی شده هم‌سطح با کانال را گزارش نمودند. در تحقیق آن‌ها با افزایش میزان ضخامت ماده، نتایج بهتری در کاهش تراز فشار صوت مشاهده شد و باعث افزایش میزان کاهش تراز فشار صوت گردید (۱۴). بر اساس نتایج به دست آمده از بررسی حاضر، کاهش صدا در فرکانس‌های مختلف، بعد از نصب سایلنسر بر روی فن قابل اندازه‌گیری می‌باشد. در بهترین حالت سایلنسر جذبی با طول ۱۲۰ سانتی متر و ضخامت جاذب پشم شیشه ۱۰ سانتی متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب، بالاترین میزان جذب صدا را در فرکانس ۶۳ هرتز به میزان ۱۲ دسی‌بل داشت.

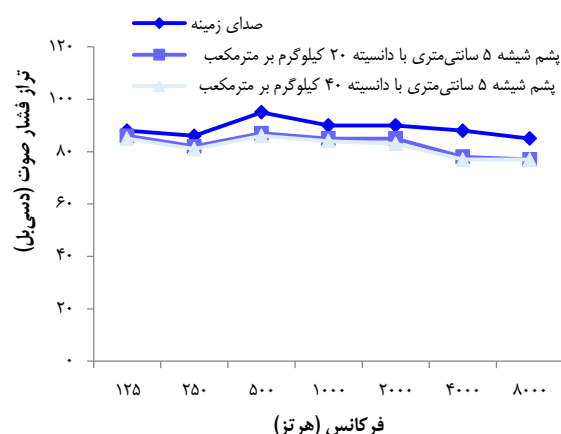
استاندارد ASHRAE کاهش صدای بیشتر در فرکانس‌های پایین را با افزایش ضخامت جاذب پیش‌بینی نموده است. البته افزایش ضخامت سبب تغییر در حجم محفظه و در نتیجه، تغییر در حجم هوای عبوری یا سرعت جریان هوا می‌شود که محدودیت‌هایی را به همراه دارد (۱۴)، اما با توجه به وجود فضای مناسب در پژوهش حاضر، از دو ضخامت ۵ و ۱۰ سانتی متری جاذب استفاده گردید که نتایج نشان داد با دو برابر شدن قطر جاذب، میزان افت صدا نیز بیشتر خواهد شد. به طور مثال، در مقایسه افت صدا در جاذب پشم شیشه با دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب در فرکانس‌های مختلف، میزان افت صدا در عایقی با ضخامت ۵ سانتی متر ۶/۶ دسی‌بل و با ضخامت ۱۰ سانتی متر، ۷/۱ دسی‌بل به دست آمد. همچنین، نتایج تحقیق حاضر نشان داد که با دو برابر شدن دانسیته عایق، میزان افت انتقال صدا افزایش می‌یابد؛ با این توضیح که به صورت

جدول ۵. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۱۰ سانتی متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۸۹	۸
۶۳	۸۶	۱۲
۱۲۵	۸۵	۳
۲۵۰	۸۰	۶
۵۰۰	۸۶	۹
۱۰۰۰	۸۳	۷
۲۰۰۰	۸۳	۷
۴۰۰۰	۷۸	۱۰
۸۰۰۰	۷۶	۹

بحث

بر اساس دستورالعمل استاندارد American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)، صدا در فرکانس‌های پایین‌تر از فرکانس نقطه برش، با احتمال کمتری کاهش می‌یابد و میزان افت انتقال محفظه به طور تقریبی از فرکانس ۲۵۰ هرتز به بالا شروع می‌شود. این موضوع به دلیل کوچک بودن ابعاد محفظه سایلنسر نسبت به طول موج‌های بلند صدا می‌باشد (۱۰). می‌توان ابعاد محفظه را بزرگ‌تر در نظر گرفت که این کار نیز مستلزم داشتن فضای کافی است (۱۱). خوشبختانه با وجود فضای کافی در مطالعه حاضر، برای این سایلنسر طولی معادل دو برابر قطر فن (۱۱۰ سانتی متر) در نظر گرفته شد که نتایج به دست آمده نشان دهنده کاهش صدا در فرکانس‌های کمتر از ۲۵۰ هرتز نیز می‌باشد.



شکل ۳. مقایسه میزان صدا قبل و بعد از نصب سایلنسر با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۵ سانتی متر و دانسیته ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

ضخامت و یا دانسیته، می‌توان به شرایط پهنه‌ای جهت کاهش صدای ناشی از جریان هوا در خروجی‌ها دست یافت. همچنین، طراحی صحیحی از سایلنسر که در آن شرایط افت فشار با دقت بیشتری مورد توجه قرار گیرد نیز در کاهش صدای پهنه مؤثر خواهد بود.

تشکر و قدردانی

مطالعه حاضر برگرفته از پایان‌نامه تحقیقاتی مقطع کارشناسی ارشد رشته مهندسی بهداشت حرفه‌ای با شماره ۳۹۴۲۸۲ می‌باشد که با حمایت دانشگاه علوم پزشکی اصفهان انجام شد.

میانگین در فرکانس‌های مختلف در زمان استفاده از جاذب پشم شیشه با ضخامت یکسان ۵ سانتی‌متر، میانگین افت صدا در دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب برابر با ۶/۶ دسی‌بل بود؛ در حالی که این میانگین در جاذب پشم شیشه با دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب به ۷/۷ دسی‌بل افزایش یافت و این یافته نشان دهنده مؤثر بودن افزایش دانسیته در افزایش توانایی افت انتقال صوت در عایق مورد بررسی می‌باشد.

نتیجه‌گیری

نتایج مطالعه حاضر نشان داد که با استفاده از جاذب‌های مناسب و تغییر

References

1. Golmohammadi R, Ziad M, Atari S. Assessment of noise pollution and its effects on stone cut industry workers of malayer district. Iran Occup Health 2006; 3(1-2): 23-7. [In Persian].
2. Clark WW, Bohne BA. Effects of noise on hearing. JAMA 1999; 281(17): 1658-9.
3. Forouharmajd F, Nassiri P. noise reduction of a fan and air duct by using a plenum chamber based on ASHRAE guidelines. J Low Freq Noise V A 2011; 30(3): 221-7.
4. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook: Fundamentals. New York, NY: American Society of Heating; 2001.
5. Mesquita AL, Mesquita AL, Filho EA. Use of dissipative silencers for fan noise control. Proceedings of the 2005 Congress and Exposition on Noise Control engineering; 2005 Aug. 7-10; Rio de Janeiro, Brazil.
6. Shin K, Hammond J. Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers. New York, NY: John Wiley & Sons; 2008.
7. Foreman JE. Sound analysis and noise control. New York, NY: Van Nostrand Reinhold; 1990.
8. Barron RF. Industrial noise control and acoustics. Boca Raton, FL: CRC Press; 2002.
9. Bell LH. Fundamentals of industrial noise control. Islamabad, Pakistan: Harmony Publications; 1973.
10. RP-1026 the aero-acoustic properties of common HVAC plena [Online]. [cited 2002]; Available from: URL: https://www.techstreet.com/standards/rp-1026-the-aero-acoustic-properties-of-common-hvac-plena?product_id=1717711.
11. Venkatesham B, Tiwari M, Munjal ML. Analytical prediction of break-out noise from a reactive rectangular plenum with four flexible walls. J Acoust Soc Am 2010; 128(4): 1789-99.
12. Selamet A, Lee IJ, Huff NT. Acoustic attenuation of hybrid silencers. J Sound Vib 2003; 262(3): 509-27.
13. Wang CN, Wu CH, Wu TD. A network approach for analysis of silencers with/without absorbent material. Appl Acoust 2009; 70(1): 208-14.
14. Yousefi HA, Forouharmajd F, Maghsudian L. Investigation on use of Absorptive silencer in reduction Low-frequency noise Iranian axial fan. J Health Syst Res 2015; 11(2): 250-7. [In Persian].

An Investigation of the Effect of the Use of Absorptive Pod Silencer on Reduction of Noise produced by the Air Inlet Channel of Iranian Centrifugal Fans

Farhad Forouharmajd¹, Somayeh Ashrafian²

Original Article

Abstract

Background: Centrifugal fans are extensive industrial used and transfer large volumes of air to industrial equipment such as boilers. These fans are one of the important sources of noise in industries. Therefore, the present study investigated the effect of the use of absorption silencer on reducing the low frequency sound of Iranian centrifugal fans.

Methods: The studied fan had a diameter of 55 cm, speed of 2980 cycles, and air flow of 300 cubic meters per hour. In addition, the silencer was built with galvanized iron walls with a thickness of 3 mm, and a central axis with a diameter of 5 and length of 100 cm. Inside the silencer and around its central axis were covered with glass fiber as sound absorbing material.

Findings: The maximum noise reduction was 12 dB in low frequencies. However, increase in diameter and density of the sound absorbing material resulted in a greater reduction in noise.

Conclusion: According to the results, absorptive silencer with glass fiber and flexi absorber with a thickness of 10 cm and density of 40 kg/m³ can be used to achieve the desired noise reduction in centrifugal fans.

Keywords: Absorptive silencer, Central axis, Centrifuge fan

Citation: Forouharmajd F, Ashrafian S. **Investigation on Use of Absorptive Pod Silencer in Reduction Noise Air Inlet Channel Iranian Centrifugal Fan.** J Health Syst Res 2017; 13(3): 347-52.

1- Assistant Professor, Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran

2- MSc Student, Student Research Committee AND Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran

Corresponding Author: Somayeh Ashrafian, Email: somayehashrafian@yahoo.com