بررسی نقش ایزولاتور صفحه‌ای در کاهش میزان ارتعاشات منتقله در بدنه کانال و پایه فن سیستم تهویه

فرهاد فروهر مجد[۱]، لیلا مقصودیان[۲]، سمیرا برکات[۲]

مقاله پژوهشی

چکیده

مقدمه: کاربرد سیستم‌های تهویه در صنایع و محیط‌های کاری با هدف بهبود شرایط محیطی برای کارکنان انجام می‌شود و عدم توجه به طراحی صحیح اجزای مختلف سیستم تهویه و روش‌های کنترلی مناسب، باعث تولید صدا و ارتعاش در بیشتر اجزای آن می‌گردد. بدین منظور، مطالعه حاضر با هدف تعیین نقش ایزولاتور صفحه‌ای در کنترل ارتعاشات سیستم تهویه برای کاهش ارتعاشات سیستم تهویه و همچنین، کاهش صدای سیستم انجام گردید.

روش‌ها: در این مطالعه تحلیلی، سیستم مورد نظر از نوع HVAC (Heating, ventilating and air conditioning) بود که دارای کانالی از جنس گالوانیزه و فن محوری بود. سنجش ارتعاش در بدنه کانال و پایه فن صورت گرفت و کاهش ارتعاشات منتقل شده پس از نصب و به کارگیری ایزولاتور بررسی گردید.

یافته‌ها: میزان کاهش سرعت ارتعاشی فن در سرعت ۲۵۸۰ دور بر دقیقه، ۶۱ درصد به دست آمد و بیشترین تأثیر ایزولاتور ارتعاشی نیز در همین دور از فن بود. همچنین، در سرعت‌های بالا ایزولاتور تأثیر بسیار بهتری در کاهش سرعت ارتعاشی داشت و در سرعت‌های ۲۲۰۰ دور بر دقیقه و پایین‌تر، کاهش محسوسی در تأثیر ایزولاتور در کاهش سرعت ارتعاشی مشاهده شد.

نتیجه‌گیری: استفاده از ایزولاتور لاستیکی برای ماشین‌آلات کوچک مانند فن‌ها در سیستم تهویه، کارایی خوبی دارد که بر اساس بار وارد شده، جابجایی استاتیکی و میزان فشردگی ماده سازنده، می‌توان از آن‌ها به عنوان وسیله مؤثری در کاهش ارتعاش استفاده شود.

واژه‌های کلیدی: ارتعاش، فن، کانال، ایزولاتور

ارجاع: فروهر مجد فرهاد، مقصودیان لیلا، برکات سمیرا. **بررسی نقش ایزولاتور صفحه‌ای در کاهش میزان ارتعاشات منتقله در بدنه کانال و پایه فن سیستم تهویه.** مجله تحقیقات نظام سلامت ۱۳۹۴؛ ۱۱ (۴): ۶۹۸-۶۹۴

دریافت مقاله: ۱۳۹۴/۳/۲۵ پذیرش مقاله: ۱۳۹۴/۸/۲۰

مقدمه

وسایل ماشینی اغلب در صنعت، کشاورزی و حمل و نقل به کار می‌روند که باعث قرار گرفتن انسان در معرض ارتعاش می‌شود. این ارتعاشات ایجاد شده سبب اختلال در آسایش، راحتی و موجب کاهش کارایی می‌گردد و می‌تواند روی سلامتی و ایمنی افراد اثر بگذارد. همچنین، از عوامل تولید کننده سر و صدا در صنعت، همین ماشین‌های مرتعش می‌باشد (۱).

در واقع ارتعاش، یک حرکت نوسانی حول نقطه تعادل جسم است و از مشخصات این حرکت، دامنه جابجایی، فرکانس و زمان تناوب است (۴-۲). مطالعات در زمینه اثرات ناشی از ارتعاش نشان می‌دهد که ناراحتی‌های قلبی-عروقی، عصبی، گوارشی، تنفسی، تغییر در عملکرد سیستم اندوکرین و تأثیر بر سیستم تولید مثل زنان (۵) و کاهش حرکات معده‌ای به عنوان یکی از آثار سوء ارتعاش (۶)، از اختلالات ناشی از مواجهه با ارتعاش می‌باشد. در مطالعه‌ای گزارش گردید که صنایع فلزی از جمله صنایعی است که بیشترین مواجهه ارتعاش در آن‌ها مشاهده می‌شود (۷). پاسخ‌های تلفیقی از گیرنده‌های متفاوتی که در سطح پوست واقع شده‌اند، باعث می‌شود که ارتعاش منتقل شده از طریق دست، در گستره فرکانس وسیعی درک شود (۵). ابزارهایی مثل سنگ‌های سمباده، دریل‌ها، شن‌پاش‌ها و ابزارهای مختلف برش، در صنعت کشتی‌سازی و تعمیرات آن، باعث قرار گرفتن افراد در معرض ارتعاش موضعی دست- بازو (Hand-arm vibration) می‌شود (۸).

در سال ۱۹۷۴، انستیتوی ملی ایمنی و بهداشت شغلی آمریکا (NIOSH یا National Institute for Occupational Safety and Health) تخمین زده است که در صنایع آمریکا ۸ میلیون نفر در معرض ارتعاش شغلی هستند و از این تعداد به ترتیب ۶/۸ و ۱/۲ میلیون نفر در معرض ارتعاش تمام بدن و ارتعاش دست- بازو قرار دارند (۹). در صنایع و محیط‌های کاری با هدف بهبود شرایط محیطی، سیستم‌های تهویه برای کارکنان استفاده می‌شود، اما صدا و ارتعاش در بیشتر اجزای آن به عدم توجه به طراحی صحیح اجزای مختلف سیستم تهویه و روش‌های کنترلی مناسب، تولید می‌گردد (۱۰).

به طور عمده، سیستم‌های تهویه به کار رفته در صنعت دو دسته است. سیستم مولد (Supply system) که باعث تولید هوای فراوری شده در محیط کار می‌شود و سیستم مکنده یا تخلیه کننده (Exhaust system) که آلاینده‌های تولید شده در محیط کار را تخلیه می‌کند. تخلیه به وسیله فرایندی به منظور کنترل کیفیت هوای محیط کار در حد قابل قبول بهداشتی به کار

۱- استادیار، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران
۲- کارشناس ارشد، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران
نویسنده مسؤول: لیلا مقصودیان
Email: l_maghsudian@hlth.mui.ac.ir

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-25]

می‌رود (۱۱). یکی از چشمه‌های اصلی صدا در ساختمان‌ها، تجهیزات مکانیکی سیستم‌های تهویه است. بخش‌هایی مانند فن، کانال یا توزیع کننده‌ها باعث تولید صدا و انتشار آن به محیط اطراف می‌شود. همچنین، زانویی‌ها، کانال‌های انشعابی و علاوه بر آن، تغییر سطح مقطع کانال و ارتعاشات ناشی از حرکت فن و جریان هوا از دیگر منابع مولد صدا می‌باشد (۱۲). سیستم‌های تهویه مطبوع از دیدگاه میزان ارتعاشات تولید شده از دو جنبه دارای اهمیت است، شدت ارتعاشات تولید شده که به واسطه کارکرد سیستم و مقایسه با محدوده ارتعاشات قابل قبول و همچنین، وضعیت انتقال ارتعاشات و سر و صدای آزار دهنده به اسکلت ساختمان، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

یکی از راه‌های کنترل ارتعاش، استفاده از ایزولاتورهای ارتعاشی است که پرکاربردترین آن‌ها، صفحات لاستیکی، فنرهای فلزی، چوب‌پنبه و نمد می‌باشد (۱۳). محدوده فرکانسی ایزولاتورهای لاستیکی از ۵ هرتز شروع می‌شود و عملکرد آن‌ها در فرکانس‌های میانی و بالا نیز وجود دارد. همچنین، مزیت این ایزولاتورها قیمت به نسبت ارزان آن‌ها است (۱۴). مطالعه Rivin نشان داد که در بسیاری از موارد، ایزولاسیون ارتعاش با استفاده از سیستم‌های ایزولاسیون فعال و گران که خیلی هم قابل اعتماد نیست، به دست آمده است که اغلب، ایزولاسیون را می‌توان با عایق غیر فعال و با میرایی بالا به دست آورد (۱۵). مطالعه دیگری به بررسی سختی و میرایی ایزولاتور لاستیکی با استفاده از تست‌های آزمایشگاهی پرداخت (۱۶).

با توجه به اهمیت کسب اطمینان از عملکرد صحیح تجهیزات و عدم انتقال ارتعاشات و سر و صدای آزار دهنده آن‌ها، هدف از انجام مطالعه حاضر، بررسی میزان ارتعاشات ایجاد شده بود. بدین منظور، مطالعه حاضر با تعیین نقش ایزولاتور صفحه‌ای در کنترل ارتعاشات سیستم تهویه برای کاهش ارتعاشات سیستم تهویه و همچنین، کاهش صدای سیستم انجام شد.

روش‌ها

در این مطالعه تحلیلی، سیستم مورد مطالعه از نوع HVAC (Heating, ventilating and air conditioning) بود که دارای کانالی از جنس گالوانیزه به ابعاد ۳۰ × ۳۰ سانتی‌متر مربع، ۰/۶ میلی‌متر و فن محوری بود. سنجش ارتعاش طبق استاندارد ISO14695 در بدنه کانال و پایه فن که مکان‌های انتقال ارتعاش در سیستم تهویه می‌باشد، صورت گرفت. بدین ترتیب، سنسور مربوط به دستگاه ارتعاش‌سنج، ابتدا بر روی کانال نصب شد و با استفاده از نرم‌افزار Matlab version 7.12.0.63، گراف مربوط به سرعت ارتعاشی به دست آمد. برای هر دور از فن که از سرعت‌های ۲۵۸۰–۶۰۰ دور بر دقیقه بود، به صورت جداگانه گراف توسط نرم‌افزار مربوط رسم و به سرعت ارتعاشی تبدیل گردید.

لازم به ذکر است که تعداد دورهای فن توسط دستگاه تاکومتر (مدل DT-2234B) اندازه‌گیری شد. پس از اندازه‌گیری‌ها، با توجه به ارتعاشات تولید شده در بدنه کانال، داده‌های به دست آمده با سرعت ارتعاشی استاندارد مقایسه گردید.

یکی از روش‌های کنترل ارتعاش، استفاده از ایزولاتور می‌باشد. عایق‌های ارتعاش در سیستم تهویه از نوع فنری یا صفحه لاستیکی است. با در نظر گرفتن ایزولاسیون ۸۰ درصد، وزن ماشین، کمترین فرکانس موجود، درجه ایزولاسیون و تعداد نقاطی که ماشین بر روی آن قرار می‌گیرد، با استفاده از معادلات زیر تعیین می‌شود.

$$T = \frac{1}{\left(f/f_n\right)^2 - 1}$$

T: درصد عبور

f: فرکانس نیروی محرکه بر حسب هرتز

F_n: فرکانس طبیعی بر حسب هرتز

$$f_n = 4.98\sqrt{\frac{1}{\delta_{st}}}$$

δ_{st}: جابجایی استاتیک بر حسب سانتی‌متر

$$\delta_{st} = \frac{(1+T)24.8}{Tf^2}$$

با تقسیم وزن ماشین بر تعداد پایه‌ها، وزنی که به هر پایه وارد می‌گردد، محاسبه می‌شود. سپس ضریب k هر فنر با این رابطه به دست آمد:

$$k = \frac{W_{mp}}{\delta_{st}}$$

K: ضریب فنر بر حسب نیوتن بر سانتی‌متر

W_{mp}: وزن بر حسب نیوتن

با داشتن میزان k و جابجایی استاتیک، نوع فنر تعیین می‌گردد. اصول انتخاب نوع صفحات لاستیکی مانند ایزولاتورهای فنری می‌باشد که بر اساس جابجایی استاتیک نوع ایزولاتور لاستیکی انتخاب می‌شود.

پس از سنجش سرعت ارتعاشی و محاسبه روابط فوق، ایزولاتور مناسب جهت کنترل ارتعاشات تعیین می‌گردد. در این مطالعه از ایزولاتور لاستیکی استفاده شد و تأثیر در کاهش ارتعاش ایزولاتور لاستیکی در کاهش ارتعاش فن ارایه می‌شود.

یافته‌ها

فن مورد استفاده در این مطالعه، فن محوری بود که تعداد سرعت‌های آن توسط دستگاه تاکومتر اندازه‌گیری شد. جدول ۱ حداکثر سرعت ارتعاشی منتقله در بدنه کانال و پایه فن سیستم تهویه در فرکانس‌های پایین قبل و بعد از نصب ایزولاتور را نشان می‌دهد.

حداکثر مقدار سرعت ارتعاشی بین حداکثر سرعت ارتعاشی منتقله در بدنه کانال و پایه فن سیستم تهویه در فرکانس‌های پایین و سرعت‌های متغیر از ۲۵۸۰ تا ۶۰۰ دور بر دقیقه از فن $۲/۱ \times ۱۰^{-۴}$ در سرعت ۲۵۸۰ دور بر دقیقه و کمترین مقدار آن $۷/۵ \times ۱۰^{-۵}$ در سرعت ۸۰۰ دور بر دقیقه بود. با افزایش دور در دقیقه، مقدار سرعت ارتعاشی در فن افزایش یافت. با مقایسه یافته‌ها در فن، مقدار سرعت‌های ارتعاشی فن کمتر از مقدار مجاز به دست آمد.

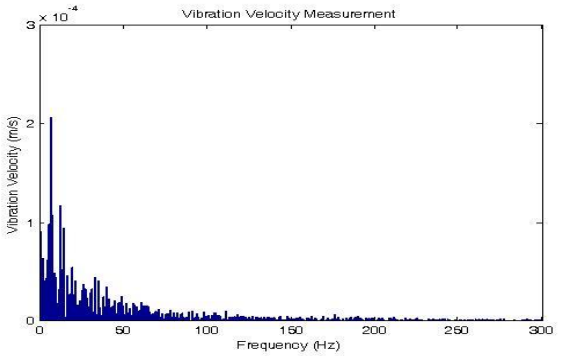
در این مطالعه تأثیر ایزولاتور لاستیکی در کاهش ارتعاش منتقله از فن محوری مورد بررسی قرار گرفت که برای این منظور از ایزولاتور لاستیکی استفاده شده است. همان طور که در شکل‌های ۱ و ۲ مشاهده می‌شود، میزان کاهش سرعت ارتعاشی فن در سرعت ۲۵۸۰ دور بر دقیقه ۶۱ درصد بود که بیشترین تأثیر ایزولاتور ارتعاشی نیز در همین دور از فن می‌باشد. همچنین، ایزولاتور در سرعت‌های ۲۵۰۰ و ۲۴۰۰ دور بر دقیقه نیز تأثیر ۶۰ درصدی داشت و در دورهای پایین‌تر تأثیر کمتری را نشان داد.

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-25]

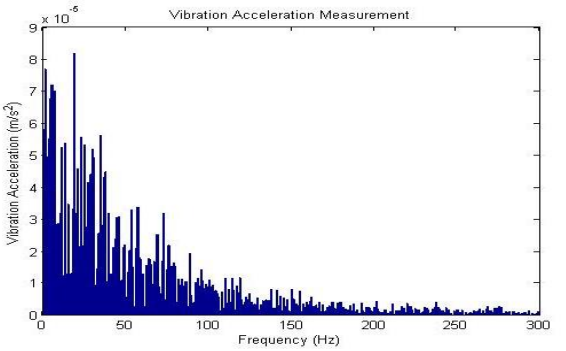
جدول ۱. سرعت ارتعاشی در فن محوری در دورهای مختلف از فن قبل و بعد از نصب ایزولاتور صفحه‌ای

سرعت بعد از نصب ایزولاتور صفحه‌ای (متر بر ثانیه)	سرعت قبل از نصب ایزولاتور صفحه‌ای (متر بر ثانیه)	دور بر دقیقه
$۸/۱ \times ۱۰^{-۵}$	$۲/۱ \times ۱۰^{-۴}$	۲۵۸۰
$۷/۵ \times ۱۰^{-۵}$	$۱/۹ \times ۱۰^{-۴}$	۲۵۰۰
$۷/۱ \times ۱۰^{-۵}$	$۱/۸ \times ۱۰^{-۴}$	۲۴۰۰
۷×۱۰^{-۵}	$۱/۱ \times ۱۰^{-۴}$	۲۲۰۰
۷×۱۰^{-۵}	۹×۱۰^{-۵}	۲۰۰۰
$۰/۸۰ \times ۱۰^{-۵}$	۹×۱۰^{-۵}	۱۸۰۰
$۰/۸۰ \times ۱۰^{-۵}$	۹×۱۰^{-۵}	۱۶۰۰
$۶/۸ \times ۱۰^{-۵}$	۸×۱۰^{-۵}	۱۴۰۰
$۶/۸ \times ۱۰^{-۵}$	۸×۱۰^{-۵}	۱۲۰۰
$۶/۴ \times ۱۰^{-۵}$	$۷/۵ \times ۱۰^{-۵}$	۱۰۰۰
$۶/۴ \times ۱۰^{-۵}$	$۷/۵ \times ۱۰^{-۵}$	۸۰۰
$۶/۴ \times ۱۰^{-۵}$	$۷/۵ \times ۱۰^{-۵}$	۶۰۰

در سرعت‌های بالا، ایزولاتور تأثیر بسیار بهتری در کاهش سرعت ارتعاشی داشت و در سرعت‌های پایین‌تر از ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، کاهش محسوسی در تأثیر ایزولاتور مشاهده می‌شود. شکل‌های ۱ و ۲ نمونه گراف رسم شده توسط نرم‌افزار Matlab است که سرعت ارتعاشی در فن محوری در سرعت ۲۵۸۰ دور بر دقیقه قبل و بعد از به کار بردن ایزولاتور لاستیکی را نشان می‌دهد.



شکل ۱. سرعت ارتعاشی در فن محوری ایرانی در سرعت ۲۵۸۰ دور بر دقیقه قبل از به کار بردن ایزولاتور لاستیکی



شکل ۲. سرعت ارتعاشی در فن محوری در سرعت ۲۵۸۰ دور بر دقیقه بعد از به کار بردن ایزولاتور لاستیکی

بحث

در مطالعه حاضر با بررسی سنجش ارتعاش در بدنه کانال و پایه فن که مکان‌های انتقال ارتعاش در سیستم تهویه می‌باشد، بیشترین میزان تأثیر ایزولاتور در دورهای بالای از فن مشاهده شد. همچنین، در دورهای متفاوت از فن، تأثیر متفاوتی از ایزولاتور لاستیکی دیده شده است که با مطالعه Dickens (۱۷) همسو می‌باشد. Dickens عنوان می‌کند که خصوصیات جاذب ارتعاشی با نسبت تراکم ایزولاتور و در نتیجه بار استاتیکی مرتبط می‌باشد و به بیان ارتباط بین فاز سرعت عنصر لاستیک و نسبت تراکم پرداخت (۱۷). Han و Song با ارایه مدل ساختاری برای میرایی و سختی عایق لاستیکی، نشان دادند که رابطه‌ای بین میرایی و سختی و همچنین، دامنه و فرکانس وجود دارد (۱۸).

مطالعه Sjoberg و Kari به بررسی تحریک‌های با سیگنال‌های متعدد بر روی سختی و میرایی عایق لاستیکی پر شده پرداخت. آن‌ها دریافتند که برای داشتن تأثیر بیشتر ایزولاتور، در دامنه‌های تحریک کمتر از ایزولاتور با سختی بالا و در دامنه‌های با تحریک بیشتر از ایزولاتور با سختی کمتر استفاده شود (۱۹).

مطالعه حاضر نشان می‌دهد که استفاده از ایزولاتور لاستیکی در ماشین‌آلات کوچک مانند فن‌ها در سیستم تهویه کارایی خوبی دارد که بر اساس بار وارد شده و جابجایی استاتیکی و میزان فشردگی ماده سازنده، می‌توان از آن‌ها به عنوان وسیله مؤثری در کاهش ارتعاش استفاده نمود.

سنجش ارتعاش در انواع مختلف از فن و کانال می‌تواند صورت گیرد و با توجه به نوع آن‌ها، با استاندارد مربوط مقایسه گردد و همچنین، با استفاده از ارتعاش دست و بازو و تمام بدن که از طریق فن و کانال منتقل می‌شود، می‌توان میزان مواجهه افراد را بدون بروز هرگونه ناراحتی مشخص نمود.

تشکر و قدردانی

بدین وسیله نویسندگان از مسؤول آزمایشگاه عوامل زیان‌آور فیزیکی گروه مهندسی بهداشت حرفه ای دانشکده بهداشت دانشگاه علوم پزشکی اصفهان تشکر و قدردانی می‌نمایند.

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-25]
www.mui.ac.ir

References

1. Mansfield NJ. Human response to vibration. Trans. Nasiri E. Tehran, Iran: Islamic Azad University; 2008. [In Persian].
2. RayKacha Ch. Application of ergonomic principles in designing ergonomic hand tools. Trans. Yosefi H, Sadeghi M. Tehran, Iran: Fanavaran Publications; 2005. p. 125. [In Persian].
3. South T. Managing noise and vibration at work. London, UK: Routledge; 2004. p. 80-5.
4. Sullivan JB, Krieger GR. Clinical environmental health and toxic exposures. Philadelphia, PA: Lippincott Williams and Wilkins; 2001.
5. Ishitake T, Miyazaki Y, Noguchi R, Ando H, Matoba T. Evaluation of frequency weighting (ISO 2631-1) for acute effects of whole-body vibration on gastric motility. J Sound Vibration 2002; 253(1): 31-6.
6. Palmer KT, Griffin MJ, Syddall HE, Pannett B, Cooper C, Coggon D. Exposure to hand-transmitted vibration and pain in the neck and upper limbs. Occup Med (Lond) 2001; 51(7): 464-7.
7. Monazzam M. Hazardous Physical Agents Workplace (vibration). 1st ed. Tehran, Iran: Nakhl Publications; 1996. [In Persian].
8. Levy BS, Wegman DH. Occupational health: Recognizing and preventing work-related disease and injury. 3rd ed. Boston, MA: Little, Brown; 1995.
9. Sanders SS, McCormick EJ. Ergonomics, human factors in engineering design. Trans. Afzali M. Tehran, Iran: Oloom Publications; 1999. p. 143**.** [In Persian].
10. Esmailian A, Khodadadi Karimvand M. Noise control in ventilation system. Proceedings of the 1st National Industrial Ventilation and Hygeine Conference; 2010 Feb 24-25; Tehran, Iran. [In Persian].
11. Jafari M.J. Industrial ventilation. 1st ed. Tehran, Iran: Fadak Istatis Publication; 2008. [In Persian].
12. 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.
13. Bies DA, Hansen CH. Engineering noise control: Theory and practice. New York, NY: CRC Press; 2009.
14. Barron RF. Industrial noise control and acoustics (Mechanical Engineering). New York, NY: CRC Press; 2002. p. 349-417.
15. Rivin EI. Vibration isolation of precision equipment. Precision Engineering 1995; 17(1): 41-56.
16. Lin TR, Farag NH, Pan J. Evaluation of frequency dependent rubber mount stiffness and damping by impact test. Applied Acoustics 2005; 66(7): 829-44.
17. Dickens JD. Phase velocity of rubber element in vibration isolator under static load. J. Sound Vibration 2000; 234(1): 21-42.
18. Han D, Song X. Expermental study on constitutive model for damping and stiffness of a rubber isolator. Journal of Vibration and Shock 2009.
19. Sjoberg M, Kari L. Measurements of rubber isolator stiffness at non-sinusoidal excitation. Proceedings of the 10th International Congress on Sound and Vibration (ICSV10); 2003 Jul 7-10; Stockholm, Sweden; 2003. p. 821-5.

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-25]

An Investigation of the Role of Pad Isolator in Transmitted Vibration Reduction in the Body of the Duct and Fan Base of Ventilation Systems

Farhad Forouharmajd[1], Leyla Maghsoudian[2], Samira Barakat[2]

Original Article

Abstract

Background: The application of ventilation systems in industries and workplaces is with the aim of improving environmental conditions for employees. The lack of appropriate design and control methods for ventilation system components result in the production of sound and vibration in the system. The purpose of this study was to determine the role of a pad isolator in controlling vibration and reducing noise in the ventilation systems.

Methods: This analytical study was performed on the heating, ventilation and air-conditioning (HVAC) system that had a galvanized duct and axial fan. Vibration measurements were carried out on the body of the channel and the fan base before and after installation of the rubber isolator and reduction in the amounts of transmitted vibrations was assessed.

Findings: A 61% reduction in the fan vibration velocity at 2580 rpm was observed and the maximum effect of the vibration isolator was observed in 2580 rpm. Moreover, the isolator had a much greater effect on reducing the rate of vibration at high speeds. At a speed of 2200 rpm and below, vibration velocity was decreased noticeably.

Conclusion: Our study indicates that the performance of a rubber isolator in vibration reduction is efficient in small machines such as fans in air conditioning systems. Based on the load, static deflection, and compression level of the materials used, isolators can be used as an effective means of reducing vibration.

Key words: Vibration, Fan, Duct, Isolator

Citation: Forouharmajd F, Maghsoudian L, Barakat S. **An Investigation of the Role of Pad Isolator in Transmitted Vibration Reduction in the Body of the Duct and Fan Base of Ventilation Systems.** J Health Syst Res 2015; 11(4): 694-8

Received date: 15/06/2015 Accept date: 11/11/2015

1- Assistant Professor, Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran
2- Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran
Corresponding Author: Leyla Maghsoudian, Email: l_maghsudian@hlth.mui.ac.ir

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-25]