

сита для грохотів з листової сталі володіють наступними перевагами: жорсткість, міцність і тривалий термін служби. Залежно від виду матеріалу просіювання можна виготовити сита за ескізами або крес-

ленням з будь-якими формами осередків і радіусом гнуття. Перевага використання зносостійкої сталі полягає в підвищенні терміну експлуатації устаткування за рахунок фізико-хімічних властивостей сталі.

Висновки

1. В промисловості будівельних матеріалів застосовується різні конструкції сит для сортування, переважна більшість сит сучасних.
2. Найбільш ефективними є поліуретанові сита тому, що мають довгий термін служби, легкість у монтажі і змінність зношених ситових модулів.

Література

1. Мартынов В.Д., Алешин Н.И., Морозов Б.П. Строительные Машины и монтажное оборудование / В.Д. Мартынов. – Москва. – 1990.- 352с.
2. Назаренко, І. І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: підручник / І. І. Назаренко. – К.: КНУБА. – 1999. – 544 с.
3. Бауман В.А. Вибрационные грохоты / В.А. Бауман. М. – Л. : Наркомпромтяж, 1983. – 80с.
4. Ярмо Элоранта (Jarmo Eloranta), Дробление и Сортировка (Metso Minerals).- 2007.
5. Ресурси мережі Internet.
6. Потураев В.М., Франчук В.П., Надутий В.П. Вибраційна техніка і технології у енергоємних підприємствах, м.: Дніпропетровськ, «Поліграфіст»,2001р., 190с.

УДК 632.35: 679.8: 517.2

Колин В.М., Часовщик Ю.Я.¹

О ЭФФЕКТИВНОСТИ СОЧЕТАНИЯ РАЗНЫХ СРЕДСТВ БОРЬБЫ С ВРЕДНЫМИ ВИБРАЦИЯМИ И ШУМОМ ПРИ ОБРАБОТКЕ КАМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ

АНОТАЦІЯ. Наведено аналітичні та експериментальні методи розрахунку ефективності різних комплексів засобів при демпфуванні звукових коливань.

АННОТАЦИЯ. Приведены аналитические и экспериментальные методы расчета эффективности различных комплексов средств при демпфировании звуковых колебаний.

ANNOTATION. An analytical and experimental methods for calculating the efficiency of different systems facilities for damping sound vibrations are investigated.

Постановка проблеми. Вибрации и генерируемый ими шум наносят вред как самой технике так и персоналу, участвующему в технологическом процессе. Микротрещины и несанкционированное раскрытие соединений приводят к снижению прочности и долговечности как инструмента так и машины в целом. Велик также вред в снижении качества обрабатываемого камня порой приводящее к его разрушению при обработке.

Гораздо больший вред наносит шум, на определенных частотах, распространяющийся в окружающей среде. Это преждевременная глухота машинистов-операторов, пониженный порог внимательности, приводящий к травмам, анемии и другим заболеваниям хорошо известным специалистам-врачам. Существующие, на сегодня, методы и средства, технически достаточно сложны и дорогостоящи, что затрудняет их внедрение.

Задача настоящей работы устранить эти недостатки.

Анализ основных исследований и публикаций. Изучая существующие технические решения для осуществления поставленной задачи, мы сделали вывод, что на современном уровне развития науки и техники возможна разработка новых технических решений, комбинация которых значительно эффективнее и конкурентоспособнее каждого в отдельности [6], что и явилось оригинальностью наших решений воплощенных в А.С. и патентах [2].

Пути решения указанной проблемы. На основании наших экспериментальных исследований, проведенных ранее, нами подобран ряд комбинаций различных решений проблемы снижения вредного действия высокочастотных вибраций и шума.

Основной материал. При выборе комплекса средств вибро- и шумоподавления следует исходить из конкретных причин их образования, эффективно-

¹ Колин В.М., к.т.н., доцент, ОГАСА,
Часовщик Ю.Я., ст. преподаватель, ОГАСА.

сти существующих технических решений, направленных на устранение или локализацию действия вредных явлений, экономических и конструктивных соображений, а также эксплуатационных свойств устройств и технологии процесса [1].

Наш опыт показал, что наличие такого количества граничных условий безусловно не может, в достаточной степени, осуществить ни одно из существующих технических решений самостоятельно, в большинстве случаев борьбы с вредными явлениями вибрации и шума.

Поэтому нами предлагаются комплексы технических решений для достижения поставленной цели с учетом экономического, технологического, эксплуатационного и конструктивного факторов в целом [5].

Например, комплексы средств:

- укрытие — стабилизирующие устройства;
- демпфирование колебаний корпуса диска — стабилизирующее устройство;
- укрытие — применение слоистых конструкций;
- укрытие — демпфирование колебаний — стабилизирующее устройство.

В качестве эффективного применения комплекса средств снижения вредного действия вибрации и шума при резании природного камня представлен комплекс — «Укрытие, кусочно-слоистый режущий диск, заполнение жидкой пеной с пенообразователем в зону резания, под кожух с охлаждающей жидкостью» [2].

Анализ методики расчета укрытий, с различными конструктивными элементами, позволяет найти наиболее эффективные решения подавления шума в источнике.

В качестве основных величин при нормировании шума, в расчетах по шумоподавлению, принимают уровень звукового давления [1].

Уровень звукового давления определяется по формуле (1):

$$L = 20 \cdot \lg \cdot \frac{P_{cp}}{P_0} \text{ ,дБ} \quad (1)$$

где P_{cp} — среднеквадратичное звуковое давление в точке измерения;

Среднеквадратичное значение звукового давления определяется через мгновенные значения по формуле (2):

$$P_{cp} = \sqrt{P^{-2}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T P^2 \cdot dt} \quad (2)$$

где t — текущее время;

T - период усреднения;

В практических вопросах борьбы с шумом $T = 50 \dots 100$ мс.

Обычно, физическое состояние среды в звуковом поле характеризуется как звуковым давлением, так и колебательной скоростью частиц среды — мгновенным значением скорости колебательного движения частиц среды при распространении в ней звуковой волны.

Мощность на единицу площади, передаваемая в направлении распространения звуковых волн, определяется выражением (3):

$$I = v \cdot p \cdot \cos \theta \quad (3)$$

где v — среднеквадратичное значение колебательной скорости частиц в звуковой волне, м/с;

p — среднеквадратичное значение звукового давления, Н/м

θ — сдвиг фаз между колебательной скоростью и звуковым давлением.

Если звуковая волна распространяется в свободном звуковом поле, то колебательная скорость определяется по формуле (4):

$$v = \frac{P}{\rho \cdot C} \quad (4)$$

где ρ — плотность среды, кг/м³

C — скорость звука в среде, м/с.

Звуковое давление и интенсивность звука, являясь характеристиками звукового поля в определенной точке пространства, зависят от местоположения точки измерения и направленности излучения звуковых волн.

В свободном звуковом поле звуковую мощность источника определяем интегрированием интенсивности звука по всем направлениям от источника, по формуле (5):

$$P = \int I_n \cdot dS \quad (5)$$

где I_n — интенсивность потока звуковой энергии в направлении перпендикулярном элементу поверхности.

Уровень звуковой мощности источника шума определяем по формуле (6):

$$L_p = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad (6)$$

В качестве порогового значения звуковой мощности обычно выбирают $P = 10^{-12}$ Вт.

При встрече с поверхностью звуковые волны частично поглощают энергию, частично отражаются от поверхности.

Процесс поглощения поверхностью звуковой энергии зависит от структуры материала и от конструкции отделочного слоя. Отношение энергии, поглощенной поверхностью к энергии падающей на поверхность определяет коэффициент звукопоглощения, т.е. (7):

$$\alpha = \frac{E_{плг}}{E_{пад}} \quad (7)$$

Отношением отраженной энергии $E_{отр}$ к падающей $E_{пад}$ определяем коэффициент отражения (8):

$$\beta = \frac{E_{отр}}{E_{пад}} \quad (8)$$

Эти коэффициенты связаны между собой отношением:

$$\alpha = 1 - \beta \quad (9)$$

При решении вопросов борьбы с шумом основным является определение требуемого снижения его для последующего выбора и расчета необходимых для этого материалов [1].

Требуемое снижение уровней звукового давления в расчетной точке от одного источника шума определяется как разность ожидаемого уровня звукового давления в расчетной точке до осуществления мероприятий по снижению шума и допустимого уровня:

$$\Delta L_{TP} = L - L_{дон} \quad (10)$$

Одним из возможных способов борьбы с шумом различных механизмов используем устройство специальных звукоизолирующих кожухов. Кожухи изготавливаем из плотных материалов: металла, дерева, стеклопластика и др. Внутреннюю поверхность стенок кожуха облицовываем слоем звукопоглощающего материала. При конструировании кожухов самое серьезное внимание уделяем устранению неплотностей, щелей и отверстий, которые снижают звукоизолирующую способность кожуха.

При проектировании кожуха прежде всего определяем его требуемую эффективность по формулам (11), (12):

$$\Delta L_{CF.TP} = L_P - L_{дон} + 5 \text{ дБ} \quad (11)$$

или

$$\Delta L_{CF.TP} = L - 10 \cdot \lg S - L_{дон} \quad (12)$$

Требуемую звукоизолирующую способность кожуха определяем по формуле (13):

$$R_{K.TP} = \Delta L_{CF.TP} + 10 \cdot \lg \frac{S_K}{S_{ИСТ}} \quad (13)$$

При укрытии дискового инструмента кусочно-слоистой конструкции, стальным кожухом снижение шума недостаточно, так как режущая часть пильного диска укрыта не полностью. В этом случае можно в качестве звукопоглощающего материала использовать жидкую пену, которая полностью укрывая дисковую пилу (источник звука) позволит снизить шум до уровня допустимого санитарными нормами.

Расчет укрытия дисковой пилы кожухом из стали толщиной 3 мм проводим следующим образом:

Дисковая пила диаметром 500 мм.

Расчетная точка находится на расстоянии 1 м от поверхности пилы в направлении перпендикулярном ее плоскости.

Определяем требуемую эффективность кожуха по формулам:

$$\Delta L_{CF.TP} = L_P - 10 \cdot \lg S - L_{дон} + 5 \text{ дБ} \quad (14)$$

$$\Delta L_{CF.TP} = L - L_{дон} + 5 \text{ дБ} \quad (15)$$

где L_P — октавный уровень звуковой мощности источника шума;

S — площадь воображаемой поверхности правильной геометрической формы, окружающей пилу и проходящей через расчетную точку;

L — октавный уровень звукового давления в расчетной точке.

Для небольших источников, у которых $2 \cdot l_{\max} \cdot l_r$ (1 — максимальный абсолютный размер источника, м; l_r — расстояние от акустического центра источника шума до расчетной точки) $S = 2\pi r^2$

$2 \dots 0,55 < 1,23$ — условие выполняется

Пов. = $2 \cdot \pi \cdot 1,27^2 = 10,14 \text{ м}^2$

Площадь воображаемой поверхности окружающей источник шума $10,14 \text{ м}^2$.

Расчет акустической эффективности сводим в таблицу 1.

Таблица 1

Спектр звуковой мощности источника (дисковой пилы)

Среднегеометрическая частота	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровень звукового давления	75	80	95	98	99	98	104	102

Акустическая эффективность кожуха зависит от звукоизолирующей способности его стенок, размеров кожуха, шума, наличия звукопоглощающей облицовки под кожухом, от способа его установки, площади щелей в кожухе и свободной от укрытия площади источника.

Звукопоглощающая способность стенок кожуха определяется поверхностной плотностью и жесткостью, в значительной степени зависит от формы стенок.

Требуемая звукоизолирующая способность стенок кожуха определяется по формуле

$$R_{K.TP} = \Delta L_{CF.TP} + 10 \cdot \lg \frac{S_k}{S_{уст}} \quad (16)$$

Площадь источника звука равна:

$$S_{ист} = \pi r^2 = 0,2 \text{ м}^2$$

Площадь кожуха равна:

$$S_{кож} = \left(\frac{\pi \cdot r^2}{2} + \frac{a+u}{2} \right) \cdot 2 + \left(\pi \cdot r^2 + a \cdot c \right) \cdot E = 1,52 \text{ м}^2 \quad (17)$$

$$10 \lg \frac{S_k}{S_{уст}} = 8,8 \cong 9 \text{ м}^2$$

Подходящей считаем ту конструкцию, звукоизолирующая способность которой, в каждой частотной полосе, не ниже требуемой. Допускается превышение требуемой по расчету звукоизолирующей способности, но не более 3 дБ и только на одной октавной полосе. В данном случае превышение требуемой по расчету звукоизоляции наблюдается на двух частотах: 1000^{-1} дБ(А) и 2000^{-1} дБ(А). Следует увеличить толщину

стенки или заменить материал кожуха, или нанести на внутренние стенки кожуха слой звукопоглощающего материала. Остановимся на третьем варианте – в качестве звукопоглощающего материала используем жидкую пену. Величину добавочного поглощения определяем по формуле (18):

$$\Delta A = \alpha \cdot S_{обл} \quad (18)$$

где α – коэффициент звукопоглощения конструкции;

S – площадь этой конструкции.

Величину снижения уровня шума, в результате применения звукопоглощающего материала определяем по формуле (19):

$$\Delta L = 10 \lg \left(1 + \frac{\Delta A}{A_0} \right) \quad (19)$$

Эквивалентную площадь поглощения A_0 и средний коэффициент звукопоглощения на каждой октавной полосе определяем по формулам

$$A_0 = \frac{B \cdot S}{B + S} \quad (20)$$

$$\alpha = \frac{H}{B + S} \quad (21)$$

где B – постоянная помещения;

S – суммарная площадь ограждающих поверхностей.

Величины A_0 и α можно определить экспериментально путем измерения времени реверберации T и последующего вычисления по формулам:

$$A_0 = 0,16 \cdot \frac{V}{T_0} \quad (22)$$

$$\alpha_0 = \frac{A_0}{S} \quad (23)$$

Поле в трубе интерферометра характеризуется коэффициентом стоячей волны равным отношению амплитуды давления в максимуме (P_{\max}) к амплитуде давления в минимуме (P_{\min}).

$$n = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad (24)$$

Для жесткой стенки коэффициент очень велик по значению, а коэффициент поглощения, определяемый по формуле

$$\alpha_0 = \frac{4}{n + \frac{1}{n} + 2}, \quad (25)$$

практически равен нулю.

Расположение на жесткой стенке образца звукопоглощающего материала приводит к снижению величины α_0 в следствие затухания амплитуды звукового давления и дает возможность определить ее численно, а следовательно и вычислить коэффициент звукопоглощения по приведенной выше формуле.

В качестве звукопоглощающей облицовки кожуха используем жидкую пену.

Пена представляет собой дисперсную систему, состоящую из ячеек – пузырьков газа, разделенных пленками жидкости. Для оценки свойств пены, а значит и ее пригодности для наших целей существуют следующие характеристики. Основные показатели – кратность пены, ее дисперсность и стабильность (устойчивость во времени).

Кратность пены – отношение объема пены к объему раствора:

$$V_{II} = V_{Г} + V_{Ж} \quad (26)$$

$$\beta = \frac{V_{II}}{V_{Ж}} = \frac{V_{Г} + V_{Ж}}{V_{Ж}} \quad (27)$$

Результаты расчета укрытия кусочно-слоистой пилы кожухом, заполненным жидкой пеной приведены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчета укрытия кусочно-слоистой дисковой пилы кожухом с пенообразователем

Величина	Ед. измер	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Октавный уровень звукового давления	дБ	75	80	85	98	98	99	104	102
Допустимый по нормам L_d	дБ	103	96	91	88	85	83	81	80
Требуемая эффект. звукопоглощающего кожуха $L_{тр.эф}$	дБ	-23	-11	9	15	18	21	28	27
Требуемая звукоизолир. способность стенки кожуха $R_{к.тр}$	дБ	-14	-2	18	24	30	30	37	38
Звукоизолирующая способность стального листа (3 мм)	дБ	19	23	27	31	35	37	30	39

Результаты испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты измерения уровня звукового давления

Результаты эксперимента	Среднегеометрическая частота активной полосы							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Стандартная пила	77	85	98	102	99	100	105	104
Слоистая пила с кожухом	75	80	95	98	98	99	104	102
Пила с кожухом	74	82	92	93	94	99	100	101
С подачей пены	74	85	81	82	88	81	73	68

Общая тенденция понижения уровня звукового давления при применении каждого из технологических решений очевидна, при рассмотрении результатов измерений.

Последняя строка таблицы показывает вполне удовлетворительные значения уровней шума, допустимые для производственных условий.

Выводы

Теоретические предпосылки при расчете укрытий с заполнением жидкой пеной позволяют с достаточной точностью прогнозировать снижение шума в окружающей среде.

Применение комплексов средств снижения вредного действия шума и вибрации позволяет частично решить каждую из поставленных задач по шумоподавлению, а в целом наиболее экономичным способом решает задачу вибро- и шумобезопасности камнерезных машин.

Литература

1. Справочник проектировщика. Защита от шума (под редакцией Е.Я.Юлина). М., Стройиздат, 1974, 350 с.
2. Патент №2035633, Бюл. №24.20.05.95 г.
3. Назаренко І.І.. Машини для виробництва будівельних матеріалів. КНУБА, Київ, 1999. 485 с.
4. Баладіньський В.А., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Будівельна техніка. – К.:КНУБА, ПНТУ. – 2002. 465 с.
5. Колин В.М., Часовщик Ю.Я. О проблемах снижения вредного действия вибрации и шума при обработке природного камня в условиях транзитивной экономики// Управління проектами в умовах транзитивної економіки. III міжнародна практична конференція магістрів, аспірантів та науковців. Одеса, 2014. – т.1. – С.90–93.
6. Колин В.М., Часовщик Ю.Я. Некоторые аспекты фундаментальных исследований низкочастотных и высокочастотных колебаний кусочно-слоистых систем// Вісник ОДАБА. – Одеса. – 2015. – Вип. 57. – С.206–208.

УДК 69:338.45; 725.3

Лилов О.В.¹

СУЧАСНІ ОРГАНІЗАЦІЙНІ СХЕМИ РЕАЛІЗАЦІЇ ІНВЕСТИЦІЙНО-БУДІВЕЛЬНОГО ПРОЕКТУ ДЕВЕЛОПЕРСЬКОЮ КОМПАНІЄЮ

Анотація: У статті досліджено особливості розвитку девелопменту та обґрунтовано впровадження окремих позитивних практик щодо організації та управління будівництвом, враховуючи досвід закордонних країн в умовах фінансової кризи, а саме Фі-дévelопмент.

Ключові слова: «служба замовника», девелопмент, Фі-дévelопмент., ЕРС-підрядник, ЕРСМ-підрядник.

Annotation: In the article the peculiarities of development and implementation of the individual reasonably good practices for the organization and management of construction, taking into account international experience in the financial crisis, namely Phi-development.

Keywords: "Customer service", development, Phi-development., EPC contractor, EPCM contractor.

Актуальність. Сьогодні стало очевидно, що лише здоровий глузд недостатній, потрібно звернення до глибоких наукових досліджень явищ і закономірностей, супроводжуваних розвитком в Україні органі-

заційних механізмів управління проектами житлового будівництва. Складність, багатоплановість і недостатня опрацьованість даної проблеми, об'єктивна необ-

¹ Лилов О.В., аспірант кафедри управління та організації будівництва КНУБА.