

Паращієнко Ірина Миколаївна

Старший викладач кафедри екології

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Богданов Юрій Володимирович

Кандидат технічних наук, доцент кафедри БЖД

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

Сафонов Володимир Васильович

Кандидат технічних наук, професор кафедри БЖД

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

Паращиенко Ирина Николаевна

Старший преподаватель кафедры экологии

Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка

Богданов Юрий Владимирович

Кандидат технических наук, доцент кафедры БЖД

Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры

Сафонов Владимир Васильевич

Кандидат технических наук, професор кафедры БЖД

Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры

Paraschienko Irina

Senior Lecturer, Department of Ecology

Poltava National Technical University named after Yuri Kondratyuk

Bogdanov Yurii

Ph.D., Associate Professor

Prydneprovskaya State Academy of Civing Engineering and Architecture

Safonov Volodymyr

Ph.D., Associate Professor

Prydneprovskaya State Academy of Civing Engineering and Architecture

**ЗНИЖЕННЯ ШУМУ ВІБРО АГРЕГАТІВ ШЛЯХОМ
ВСТАНОВЛЕННЯ КАМЕРНО-ЕКРАННОГО ГЛУШНИКА
СНИЖЕНИЕ ШУМА ВИБРО АГРЕГАТА ПУТЕМ УСТРОЙСТВА
КАМЕРНО — ЭКРАННОГО ГЛУШИТЕЛЯ**

**REDUCTION OF NOISE THE OSCILLATING MACHINERY BY THE DEVICE
OF THE CHAMBER AND SCREEN EXHAUST SILENCER**

Анотація: Для зниження шуму вібро агрегатів на підприємствах з виробництва ЗБВ запропонована науково-технічна розробка камерно-екранний глушник.

Ключеві слова: шум, вібро агрегат, глушник.

Аннотация: Для снижения шума вибро агрегатов на предприятиях по производству ЖБИ предложена научно-техническая разработка камерно-экранный глушитель.

Ключевые слова: шум, вибро агрегат, глушитель.

Summary: To reduce the oscillating machinery noise at manufacturing reinforced concrete products scientific and technical development the chamber and screen exhaust silencer is offered.

Keywords: noise, oscillating machinery, exhaust silencer.

Актуальность. Вопросы охраны среды обитания человека сегодня по праву являются основными не только для ученых, но и всех людей планеты. Жизнь и здоровье людей всегда были и остаются в центре вни-

мания мировой науки. Среди множества физических факторов воздействия среды на человека технического происхождения в процессе его жизнедеятельности наиболее распространенным является шум.

Основная часть. В промышленности строительных материалов наиболее шумным технологическим процессом является уплотнение бетонных смесей посредством вибрирования. Вибро агрегаты для уплотнения бетонных смесей создают уровни звука на рабочих местах и на прилегающих территориях во много раз превышающие требования санитарных норм [1].

Предложенный в работе камерно-экранный глушитель — глушитель нового типа располагается в приемке под вибро агрегатом и представляет собой (рис. 1) полость, внутренние поверхности которой облицованы высокоэффективным материалом — мастикой вибро звукопоглощающей «Вибромаст» по [2], а ширина акустического зазора между стенками приемка и вибро агрегата уменьшена посредством экранов-щитков.

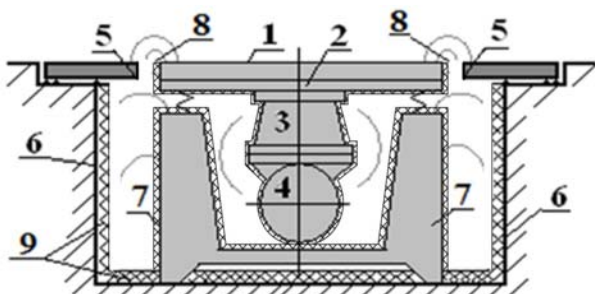


Рисунок 1. Принципиальная схема камерно-экранный глушителя в приемке под вибро агрегатом:

1 — форма с бетонной смесью; 2 — подвижная рама вибро агрегата; 3 — вибратор; 4 — дебалансы; 5 — экраны-щитки; 6 — стенки приемка; 7 — неподвижная рама вибро агрегата; 8 — акустический зазор; 9 — звукопоглощающая облицовка мастикой «Вибромаст».

Шумозащитную эффективность такого глушителя можно определить расчетным путем, используя методику [3, 4].

$$L = L_p + \Delta L_{эк}, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где L_p — уровень звукового давления на рабочем месте до устройства камерно-экранный глушителя, дБ;

$\Delta L_{эк}$ — снижение уровня звукового давления на рабочем месте за счет устройства камерно-экранный глушителя, дБ.

Снижение уровня звукового давления ($\Delta L_{эк}$), прошедшего через камеру глушителя

$$\Delta L_{эк} = 10 \lg \frac{A}{F_k}, \text{ дБ}, \quad (2)$$

где A — величина суммарного поглощения внутренней облицовки камеры, м^2

$$A = \sum_1^8 \alpha_i S_{обл_i}, \text{ м}^2, \quad (3)$$

где α_i — реверберационный коэффициент звукопоглощения в i -той октавной полосе;

$S_{обл_i}$ — суммарная площадь облицовки, с коэффициентом реверберации, равный « i », м^2 ;

F_k — площадь выходного канала, м^2 .

Сначала определяем величину снижения уровней звукового давления на рабочих местах при отсутствии камерно-экранный глушителя, то есть, без звукопоглощающей облицовки и при исходной ширине выходного канала, равной 0,2 м.

Средний коэффициент звукопоглощения помещения до устройства звукопоглощающей облицовки определяется по формуле (4).

$$\alpha = \frac{\frac{B}{S_{опр}}}{\frac{B}{S_{опр}} + 1} \quad (4)$$

где B — постоянная помещения;

$S_{опр}$ — площадь ограждающих поверхностей, м^2 .

Постоянная помещения B определяется по методике [3].

Размеры приемка под вибро агрегатом принимаем равными: длина 7,2 м, ширина 3,6 м, глубина 1,5 м, что соответствует размерам приемка под вибро площадкой СМЖ-773Б-02.

Суммарную площадь облицовки $S_{обл}$ принимаем равной площади ограждающих поверхностей. Площадь выходного канала F_k принимается равной произведению периметра виброплощадки на его ширину:

-до сужения 0,2 м;

-после сужения: 0,16; 0,12; 0,08; 0,04 м.

При длине канала (периметра) $(7,2+3,6) \times 2 = 21,6$ м площадь выходного канала равна:

$$F_{k_{0,2}} = 4,32 \text{ м}^2;$$

$$F_{k_{0,16}} = 3,46 \text{ м}^2;$$

$$F_{k_{0,12}} = 2,12 \text{ м}^2;$$

$$F_{k_{0,08}} = 1,73 \text{ м}^2;$$

$$F_{k_{0,04}} = 0,86 \text{ м}^2;$$

Результаты расчетов сводим в табл. 1

Таблица 1

Результаты расчета шумозащитной эффективности камерно-экранного глушителя

$\Delta L_{\Sigma} = \Delta L + \Delta L_n$, дБ при ширине акустической полости	В октавных полосах частот со среднегеометрическими, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$l_1 = 0,8d = 0,016$ м	-0,8	0,9	2,0	3,0	4,9	7,3	8,9	10,8
$l_2 = 0,6d = 0,012$ м	0,7	2,5	3,5	4,5	6,4	8,8	10,4	12,2
$l_3 = 0,4d = 0,08$ м	2,4	4,1	5,0	6,1	8,0	10,4	12,0	13,9
$l_4 = 0,2d = 0,04$ м	5,5	7,1	8,2	9,2	11,0	13,4	15,1	16,9

На графике (рис.2) представлены результаты расчетов согласно табл. 1.

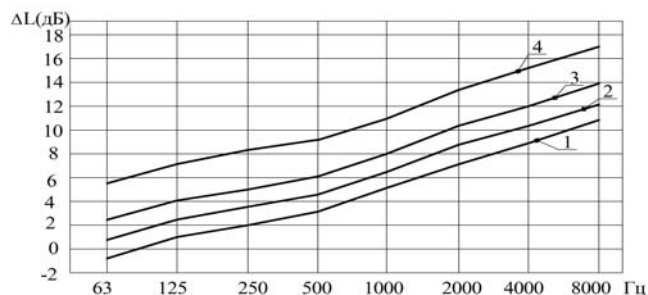


Рисунок 2. Относительное снижение уровней звукового давления в октавных полосах частот при различной величине уменьшения акустического зазора:

1 — ширина акустического зазора 0,016м; 2 — ширина акустического зазора 0,012м; 3 — ширина акустического зазора 0,08м, 4 — ширина акустического зазора 0,02м.

Как показывают результаты расчета, уменьшение акустического зазора приводит к снижению уровней звукового давления. Максимальное снижение наблюдается при максимально возможном уменьшении зазора, а именно до 0,04 м. При этом снижение на низких частотах (63Гц – 250Гц) происходит от 5,5 дБ до 8,2 дБ, на средних (500Гц) – 9,2 дБ, а на высоких от 11,0 дБ (на частоте 1000 Гц) и до 16,9 дБ (на частоте 8000 Гц).

Нами проведены исследования снижения уровней звукового давления на рабочем месте формовщика путем устройства экранно-камерного глушителя методом прямого физического моделирования.

Экспериментальная установка ЭУ-2010 (рис.3) изготовлена из листов OSB толщиной 15 мм. Для проверки достоверности теоретических расчетов методом прямого физического моделирования в Полтавском национальном техническом университете была

сконструирована и изготовлена экспериментальная установка ЭУ-2010, общий вид которой представлен на рис.3.

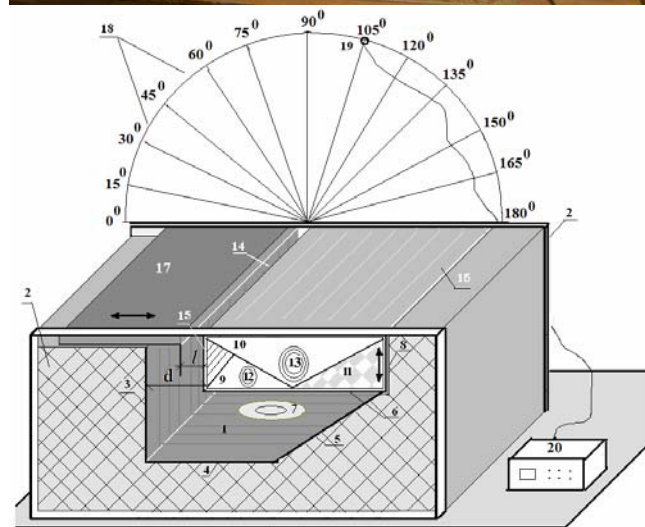
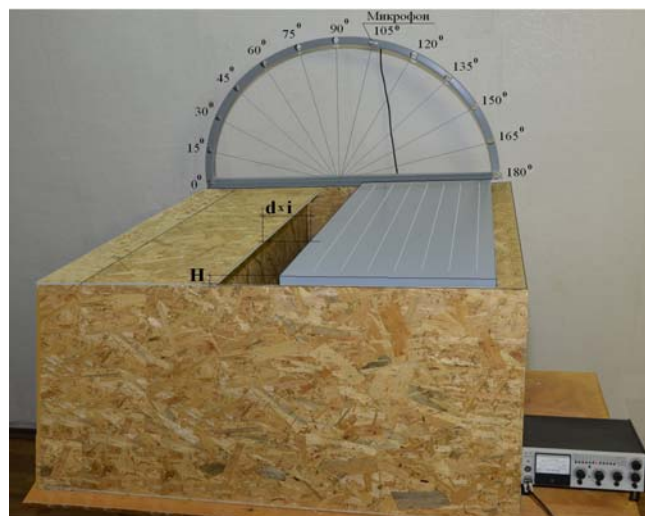


Рисунок 3. Экспериментальная установка ЭУ-2010:

А) Общий вид, Б) Принципиальная схема

1, 9 и 10 — камеры высокого звукового давления; 3 — вертикальная стенка камеры; 4 — пол прямка; 5 — наклонная плоскость; 6 — нижняя поверхность фрагмента вибро агрегата; 7, 12, 13 — громкоговорители; 8 — параллелепипед; 11 — часть параллелепипеда, заполненная звукопоглощающим материалом; 12 — перфорированная боковая поверхность; 14 — зазор между вибро агрегатом и прямком; 16 — верхняя перфорированная поверхность фрагмента; 17 — акустический экран; 18 — направляющая движения микрофона; 19 — измерительный микрофон; 20 — шумомер.

Исследования проводились на базе санитарной лаборатории ООО «Инженерно-внедрательного центру охорони праці» (г. Полтава).

Целью исследований являлось определение характера и степени влияния на шумовые характеристики вибро агрегата:

- изменение ширины зазора между прямком и боковой стенкой вибро агрегата путем применения щитков-экранов;

- взаиморасположение поверхностей вибр агрегата и пола;

- использование вибро звукопоглощающей мастики «Вибромаст» в прямке под вибро агрегатом.

Внутри установки располагается реверберационная камера высокого звукового давления 1 с изменяющимся объемом (от 0,42 до 0,51 м³). Верхнюю часть камеры перекрывает фрагмент виброплощадки. Все пространство кроме камеры высокого давления и фрагментом виброплощадки заполнено песком. В щели, между перемещающимся по вертикали фрагментом виброплощадки и стендом, вкладывались резиновые прокладки.

Фрагмент камеры высокого звукового давления (1) ограничен боковыми стенками (2), вертикальной стенкой (3), полом прямка (4), наклонной поверхностью (5) и нижней поверхностью фрагмента вибро агрегата (6).

Для имитации излучаемого нижней частью виброплощадки шума, использовался установленный в камере громкоговоритель настенный LB1-UW06 BOSH (7). В качестве источника шума использовался генератор низкочастотных импульсов ГЗ-115.

Фрагмент виброплощадки имеющий форму параллелепипеда (8) выполнен из металла. Внутреннее пространство разделено на три части (9, 10 и 11). Две из них (9 и 10) являются камерами высокого звукового давления, в которых установлены громкоговорители 12 и 13. Третья часть заполнена песком.

Для имитации шума излучаемого боковой стенкой виброплощадки, включался громкоговоритель (12), шум которого поступал через перфорированную боковую поверхность (14) в образованную стенкой прямка (3) и фрагментом виброплощадки (14) зазор экранного – камерного глушителя (15).

Для моделирования шума излучаемого верхней поверхностью вибро агрегата при заполнении и уплотнении бетонной смеси включался громкоговоритель (13), шум которого, проходя через перфорированную верхнюю поверхность фрагмента вибро агрегата (16) поступал в зону измерения шума.

При исследовании влияния ширины зазора, на величину и направленность распространения шума в зону формовочного поста, использовался подвижный в горизонтальном направлении акустический экран (17), регулирующий ширину зазора между вибро агрегатом и стенкой прямка. Ширина зазора при измерениях устанавливалась размером 0,2; 0,16; 0,08; 0,04 м.

В качестве измерительной аппаратуры использовались шумомер туре 2235, октавный

фильтр туре 1624 фирмы Bruel & Kjaer (Дания) (Свід. про повірку раб. зас. вимір. техн. №22-00/127436).

Для исследования направленности распространения шума в пространство использовалась направляющая (18) движения микрофона (19), с фиксацией его в отверстиях дуги через каждые 15°. Измерения производились в одной плоскости при углах от 0° до 180° к горизонту.

Микрофон перемещался в вертикальной плоскости (в зоне прямого звука) по окружности с радиусом $r = 0,9$ м.

Для случая, когда верхняя плоскость вибро агрегата находится в одном уровне с полом (без демпфирующего и поглощающего покрытия).

Результаты измерений уровней звукового давления в октавных полосах частот представлены графически в приложении 10.

График на рис. 4 построен для случая, когда скорость распространения шума равна 341 м/с (при температуре 20°C), d — первоначальная ширина зазора. Отношения ширины зазора (l) к длине волны (λ) на различных частотах, представлены ниже по тексту в табл. 2.

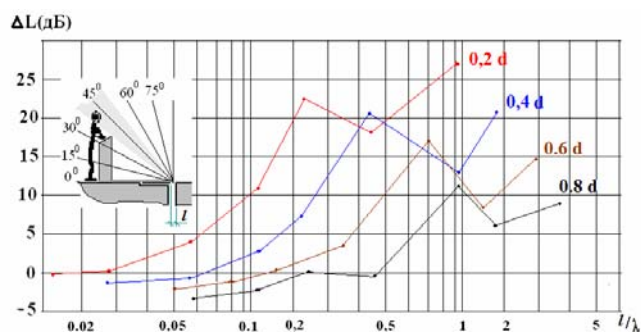


Рисунок 4. График зависимостей снижения уровней звукового давления по лучу 45° к горизонту от ширины зазора между вибро агрегатом и стенкой прямка и отношения ширины зазора к длине звуковой волны

Анализ результатов измерений показывает, что в области низких частот, где длина волн (λ) значительно больше размера зазора ($\lambda \gg l$), благодаря дифракционному эффекту волновой фронт выходящей волны будет цилиндрическим, а волна, имеющая свойства огибать препятствия, достигнет всех точек за экраном, не вызывая затухания звука.

Низкочастотные шумы (с частотой до 500 Гц) без препятствий попадают в область геометрической тени и мало уменьшаясь, попадают в зону формовочного поста.

Таким образом, величина уровней звукового давления в низкочастотном диапазоне частот практически не изменяются.

Таблица 2

Отношение ширины акустического зазора (l) к длине волны (λ) на различных частотах

f	λ	$d = l = 0,2 \text{ м}$	$l = 0,16 \text{ м}$	$l = 0,12 \text{ м}$	$l = 0,08 \text{ м}$	$l = 0,04 \text{ м}$
125	2,73	0,073	0,058	0,044	0,029	0,014
250	1,36	0,147	0,117	0,088	0,058	0,029
500	0,68	0,294	0,235	0,176	0,116	0,058
1000	0,34	0,588	0,471	0,353	0,232	0,116
2000	0,17	1,176	0,941	0,706	0,464	0,232
4000	0,085	2,353	1,882	1,412	0,928	0,464
8000	0,042	4,762	3,764	2,823	1,856	0,953

Начиная с частоты 500 Гц когда длина звуковой волны будет равна или короче ширины зазора ($\lambda \leq l$), эффективность глушителя начинает расти до 4дБ.

Это происходит благодаря увеличению частоты (уменьшению λ) звуковые волны выходящей звуковой энергии постепенно выравниваются..

Поэтому, начиная с частоты 1000 Гц, эффективность глушителя увеличивается на 4-7 дБ. При этом, с учетом направления излучения в рабочую зону формовщика (лучи от 0 до 45°) на частоте 1000 Гц эффективность глушителя снижается на 2-3 дБ.

С увеличением частоты звука (до 2000 – 8000 Гц) длины волн (λ) укорачиваются, а эффективность глушителя растет.

На частоте 2000 Гц при длине звуковой волны $\lambda=0,17\text{м}$ эффективность глушителя для зоны формовщика увеличивается до 14 дБ (при ширине зазора 0,8d) и до 22 дБ (при зазоре 0,2d).

На частоте 4000 Гц при длине звуковой волны $\lambda=0,085\text{м}$ эффективность глушителя в рабочую зону формовщика увеличивается до 15 дБ (при ширине зазора 0,8d) и до 27 дБ (при зазоре 0,2d).

На частоте 8000 Гц при длине звуковой волны $\lambda=0,042\text{м}$ с уменьшением зазора эффективность глушителя в рабочую зону формовщика растет до 18 дБ (при зазоре 0,8d) и до 34 дБ (при зазоре 0,2d).

Для исследования характера влияния взаиморасположения поверхностей вибро агрегата и пола, измерения производились в двух положениях фрагмента вибро агрегата (рис.5):

- положение А – поверхность стола вибро агрегата совпадает с уровнем пола;

- положение Б – поверхность стола вибро агрегата выше уровня пола на высоту Н = 100 мм.

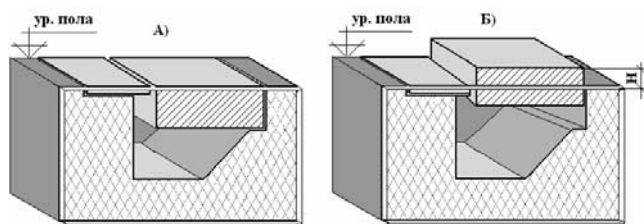


Рисунок 5. Схемы взаиморасположения фрагментов уровня стола вибро агрегата и уровня пола в процессе исследований (А – в уровне пола, Б – выше уровня пола на 100 мм)

Изменения величины уровней звукового давления на посту оператора в зависимости от отношения ширины акустического зазора к длине волны (в зоне расположения головы оператора, луч под углом 45°) представлены на рис. 4.

Анализ результатов эксперимента показывает, что максимальное затухание (12-23 дБ) наблюдается при ширине акустического зазора (l), в котором укладывается половина длины волны ($\lambda/2$). При увеличении частоты, когда отношения величины акустического зазора (l) к длине волны (λ) составляет 3 более, эффективность глушителя в области длинных волн, близких по величине к удвоенной ширине акустического зазора резко уменьшается до 7-18 дБ.

При дальнейшем увеличении отношения ширины акустического зазора к длине волны (l / λ) эффективность глушителя растет.

Из графика (рис.4) видно, что величины уровня звукового давления на низких частотах из-за огибания препятствия, попадая в зону геометрической тени, практически не изменяют своей величины.

Эффективность экрана начинает проявляться с частоты 1000 Гц, где величина звукового давления начинает уменьшаться пропорционально сужению акустического зазора. Так, при величине акустического зазора $l=0,8d$ на частоте 1000 Гц еще практически не наблюдается уровней звукового давления. При сужении акустического зазора эффективность глушителя постепенно растет от 3 дБ (при $l=0,6d$) до 11 дБ (при $l=0,2d$).

На частоте 2000 Гц эффективность камерно-экранного глушителя увеличивается от 12 ($l=0,8d$), до 23 дБ (при $l=0,2d$).

На частоте 4000 Гц эффективность камерно-экранного глушителя увеличивается на 10 дБ, а на частоте 8000 Гц – до 26 дБ.

На рис. 6 представлены данные исследований направленности распространения звуковой энергии (при $l=0,2d$) в сторону оператора формовочного поста.

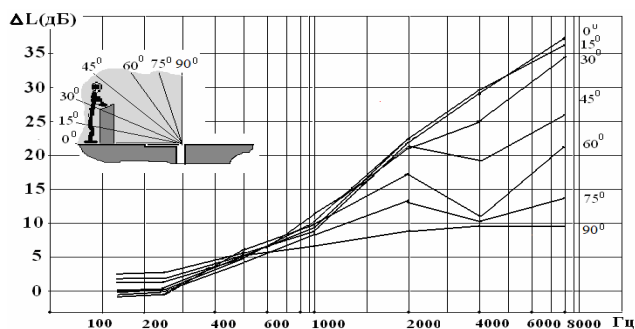


Рисунок 6. График зависимости эффективности камерно-экранного глушителя (при $l = 0,2d$) от угла излучения звуковой энергии и частоты.

С увеличением угла распространения шума (от 0° до 75°) выходящей из акустического зазора звуковой энергии, эффективность глушителя независимо от частоты, снижается. Это связано с тем, что, приближаясь к зоне прямого излучения из акустического зазора (к углу 90°) звуковая энергия имеет меньше потерь.

Эффективность глушителя в зоне оператора, с ростом частоты, увеличивается.

Следует отметить, что на низких частотах (от 125 до 500 Гц) эффективность камерно-экранного глушителя при различных углах распространения шума растет незначительно и, практически, на одну и ту же величину (от 0 до 4 дБ). При увеличении частоты, эффективность (при направленности излучения от 0° до 90°) постепенно, но существенно растет от 9 до 29, 37 дБ.

С увеличением угла направленности излучаемого шума на высоких частотах, когда звуковая энергия распространяется из акустического зазора, эффективность глушителя постепенно снижается. Так, на частоте 8000 Гц, под углом 60° , эффективность глушителя снижается до 22 дБ, а при 75° — до 14 дБ.

Литература

1. ДСН 3.3.6..037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвук та інфразвук. — К., 2000. — 27 с.
2. Паращійенко І.М., Богданов Ю.В., Шпірько М.В., Сафонов В.В., Биковський А.І. Мاستика полімерна віброзвукопоглинальна «Вібромаст». Патент на корисну модель №93319 С04В 111/52 (2006.01) Заявл.23.04.2014. Опубл.25.09.2014. Бюл.№18 25.09.2014.
3. Справочник проектировщика. Защита от шума. Под общ. ред. В.Я.Юдина. — М.: Стройиздат, 1974. — 134 с.
4. Юдин Е.Я. «Глушители шума вентиляционных установок». М., Госстройиздат, 1958.

В зоне прямого излучения (90° , см. рис. 6) эффективность на частоте 8000 Гц при $l = 0,2d$ глушителя снижается до 9 дБ.

Выводы

1. Теоретически доказано, что устройство камерно-экранного глушителя позволит снизить уровни звукового давления в октавных полосах частот от 0 дБ (на частоте 63 Гц) до 10,8 дБ (на частоте 8000 Гц) при сужении акустического зазора между столом вибро агрегата и стенкой приемка до величины $0,8d$, и от 5,5 дБ (на частоте 63 Гц) до 16,9 дБ (на частоте 8000 Гц) при сужении акустического зазора до $0,2d$.

2. Экспериментально (на модели ЭУ 2010) подтверждено, что устройство камерно-экранного глушителя позволит снизить уровни звукового давления в октавных полосах частот в зону оператора (45°) до величины 3 дБ (на частоте 1000 Гц) при сужении акустического зазора до $0,6d$ и до 11 дБ при сужении зазора до $0,2d$; до величины 12 дБ (на частоте 2000 Гц) при сужении акустического зазора до $0,8d$ и до 23 дБ при сужении зазора до $0,2d$; до 26 дБ (на частоте 8000 Гц) при сужении акустического зазора до $0,2d$.

3. Использование в качестве звукопоглощающего материала мастики «Вибромаст» на внутренних поверхностях камерно-экранного глушителя позволяет снизить уровни звукового давления в октавных полосах частот в зоне работы оператора на величину от 2 дБ (на частоте 500 Гц) до 9 дБ (на частоте 8000 Гц).

4. Для случая, когда поверхность стола вибро агрегата выше уровня пола цеха эффективность камерно-экранного глушителя снижается; при перепаде 100 мм эффективность снижается на величину от 2 до 15 дБ по всему спектру частот.

References:

1. DSN 3.3.6..037-99. Sanitarni normi vrobничого шуму, ul'trazvuku ta infrazvuku. — К., 2000. — 27 s.
2. Parashchienko I.M., Bogdanov YU.V., SHpir'ko M.V.,Safonov V.V.,Bikovs'kij A.I. Mastika polimerna vibrozvukopoglinalna «Vibromast». Patent na korisnu model' №93319 S04V 111/52 (2006.01) Zayavl.23.04.2014. Opubl.25.09.2014. Byul.№18 25.09.2014.
3. Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma. Pod obshch. red. V.YA.YUdina. — М.: Strojizdat, 1974. — 134 s.
4. YUdin E.YA. «Glushiteli shuma ventilyacionnyh ustanovok». М., Gosstrojizdat, 1958.