

УДК 628.517.2

**Родионов Л. В.,
Гафуров С. А.,
Мелентьев В. С.,
Гвоздев А. С.**

Самарский государственный
аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва
(национальный исследовательский
университет) (СГАУ)
443086, Россия, г. Самара,
Московское шоссе, 34
leonid@rodionoff.net
gafurov@ssau.ru
vladamgenja@mail.ru
xandr_mail@mail.ru

ЗАЩИТА ЖИЛЫХ ДОМОВ, ОБОРУДОВАННЫХ КРЫШНОЙ КОТЕЛЬНОЙ, ОТ ШУМА И ВИБРАЦИЙ

Исследуемым объектом в работе является оборудование крышной котельной жилого дома. Проведенные экспериментальные исследования уровня шума в жилых помещениях квартир верхних этажей выявили нарушение санитарных норм по уровню звукового давления. С целью снижения уровня шума в жилых помещениях была разработана система виброзащиты на основе тросовых виброизоляторов типа ВМТ. На этапе проектирования системы виброзащиты были проведены необходимые расчеты, учитывающие массу котла, воды в нем и всех присоединенных элементов. Также проведены статические испытания образцов виброизоляторов. Внедрение системы виброзащиты обеспечило выполнение санитарных норм по уровню шума в жилых помещениях.

Ключевые слова: Шум; система виброзащиты; крышная котельная; виброизолятор; вибрация

Введение

Для обеспечения горячей водой и отоплением современных многоквартирных домов в проекты закладываются крышные котельные. Данное решение является экономически выгодным. Зачастую при монтаже котлов на фундаменты не обеспечивается должная виброизоляция [1]. В результате жильцы верхних этажей подвержены постоянному шумовому воздействию.

Согласно действующим на территории Российской Федерации санитарным нормам уровень звукового давления в жилых помещениях квартир не должен превышать 40 дБА днем и 30 дБА ночью [2].

Специалистами института акустики машин при Самарском государственном аэрокосмическом университете (ИАМ при СГАУ) (Аттестат аккредитации испытательной лаборатории в системе аккредитации аналитических лабораторий № РОСС RU.0001.516915 от 15.07.2011г.) были выполнены измерения уровня звукового давления в жилом помещении квартиры, расположенной под крышной котельной жилого дома [3]. Источником шума являлось оборудование крышной котельной. Несмотря на то, что помещение квартиры от помещения крышной котельной отделяет технический этаж, по результатам замеров зафиксировано превышения дневных санитарных норм, как по эквивалентному уровню, так и на октавной частоте 63 Гц (рисунок 1).

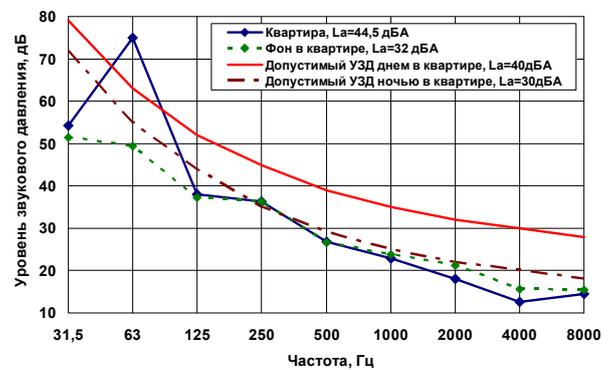


Рисунок 1. Уровень звукового давления в квартире в сравнении с санитарными нормами

Измерения были выполнены в дневное время суток. Ночью режим работы котельной практически не меняется, а фоновый уровень шума может быть ниже. Измерения в ночное время суток решено не проводить, поскольку «проблема» присутствует уже днем.

1 Локализация источника шума и вибрации

Современные анализаторы шума позволяют провести частотный экспресс анализ уровней звукового давления в третьоктавных полосах. Для более точного определения «проблемной» частоты были выполнены измерения уровня звукового давления в квартире, котельной и на техническом этаже на разных режимах работы оборудования. Наиболее характерным режимом ра-

боты оборудования, при котором появляется тональная частота в низкочастотной области является одновременная работа трех котлов (рисунок 2).

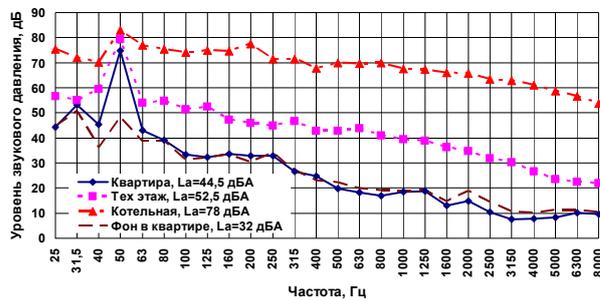


Рисунок 2. Уровень звукового давления в различных помещениях при работе трех котлов одновременно

Из рисунка 2 видно, что частота 50 Гц преобладает во всех измеренных спектрах. Известно, что частота рабочих процессов котлов (горение внутри) достаточно низкая и приходится на диапазон 30 – 70 Гц. Таким образом, основной вклад в спектры уровней звукового давления в исследуемых помещениях на частоте 50 Гц вносят котлы.

Уровень фоновых помех в квартире не сильно меняется при включении котельного оборудования (кроме частоты 50 Гц), поэтому можно сделать вывод, что звукоизоляция двух перекрытий, отделяющих помещение котельной от жилых комнат достаточна для снижения уровня воздушного шума производимого котельным оборудованием до санитарных норм. Следовательно, следует искать другие (не прямые) пути распространения шума (вибрации) [4]. Вероятно, высокий уровень звукового давления на 50 Гц обусловлен структурным шумом.

Таким образом:

- в квартире на верхнем этаже под котельной санитарные нормы [2] не выполняются;
- «проблемной» частотой является 50 Гц;
- необходимо провести дополнительные измерения вибрации для локализации источника структурного шума.

Для локализации источника структурного шума в жилых помещениях, а также для выявления путей распространения вибра-

ции дополнительно проведены замеры виброускорения в котельной, на техническом этаже, а также в жилом помещении квартиры верхнего этажа. Расположение основных датчиков вибрации представлено на рисунке 3.



Рисунок 3 – Расположение датчиков вибрации

В таблице 1 представлено пояснение местоположения датчиков и уровни виброускорения на частоте 50 Гц.

Таблица 1. Уровни виброускорения на частоте 50 Гц

Обозначение на рисунке 3	Расположение датчика	Значение виброускорения на частоте 50 Гц, m/s^2	Место представления спектров СКЗ вибрации
C5	Опора котла	0,05	Рисунок 4
C6	Фундамент котла	0,027	
C7	Пол котельной	0,01	
C10	Опора выхлопной трубы	0,037	Рисунок 5
C9	Пол у выхлопной трубы	0,012	
C8	Стена котельной	0,032	Рисунок 6

Измерения проведены на различных режимах работы котельного оборудования. На рисунках 4-6 представлены спектры виброускорений для режима, при котором работают все три котла.

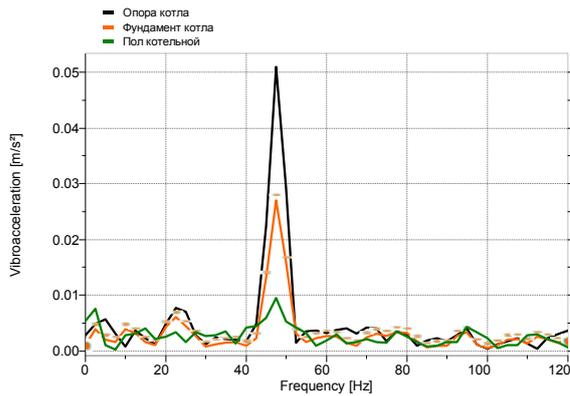


Рисунок 4. Спектры виброускорения на опоре и фундаменте котла, на полу котельной

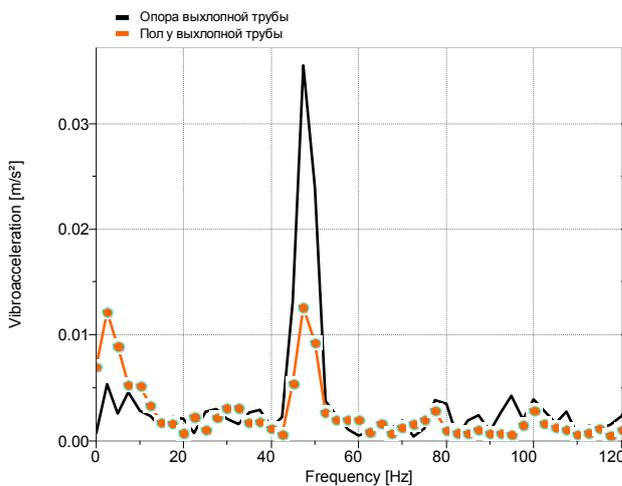


Рисунок 5. Спектры виброускорения на опоре выхлопной трубы котла и на полу около выхлопной трубы котла

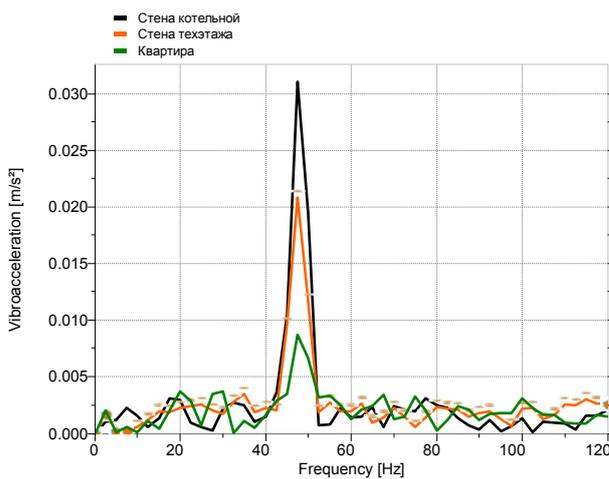


Рисунок 6. Спектр виброускорения на стене котельной, на стене технического этажа и в жилом помещении квартиры

По результатам проведенных замеров сделаны следующие выводы:

- основным источником повышенного шума в жилых помещениях является рабочий процесс горения в котлах.

Превалирующей гармоникой в спектрах шума и вибрации является частота 50 Гц.

- отсутствие должной виброизоляции котла от фундамента приводит к передаче структурного шума на пол и стены котельной. Вибрация распространяется как через опоры котлов, так и по трубам с передачей от них к стенам, а также полу, т.е. в местах жесткого их соединения.
- следует разрабатывать мероприятия по борьбе с шумом и вибрацией на пути их распространения от котла.

2 Разработка системы виброзащиты

2.1 Подбор типа виброизоляторов

Исходя из предварительного анализа распределения масс конструкции газового котла и оборудования, для выполнения проекта были выбраны тросовые виброизоляторы ВМТ-120 и ВМТ-60 с номинальной нагрузкой на один виброизолятор (ВИ) 120 и 60 кг соответственно. Модель виброизолятора показана на рисунке 7.

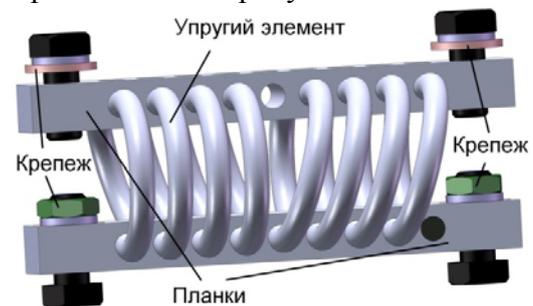


Рисунок 7. 3D-модель тросового виброизолятора модельного ряда ВМТ

Разработаны три варианта схемы закрепления виброизоляторов: опорная, подвесная и боковая (рисунок 8).

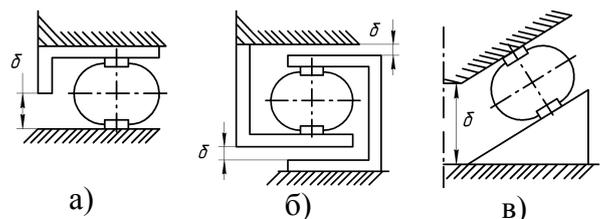


Рисунок 8. Схемы закрепления виброизоляторов: а) опорная; б) подвесная; в) боковая

Расчёты показали, что боковая схема установки может быть реализована с по-

мощью 33 виброизоляторов ВМТ-120 (для каждого котла), что является экономически нецелесообразным. Кроме этого, предполагаются весьма серьёзные сварочные работы.

При реализации подвесной схемы усложняется вся конструкция, т. к. к раме котлов необходимо приваривать широкие и достаточно длинные уголки, которые также будут сварены из нескольких профилей (для обеспечения необходимой крепёжной поверхности).

Кроме того, сложна технология установки рамы котла на эти полозья с ВИ (неудобно крепить ВИ, неудобно ставить и центрировать котёл и т.п.). Ещё один недостаток такой схемы – свободное перемещение котла в боковых направлениях (раскачивание в поперечной плоскости на ВИ). Количество виброизоляторов ВМТ-120 для данной схемы составляет 14. Частота ВЗС около 8.2 Гц.

Третий наиболее перспективный и технологически более простой вариант со стандартной опорной схемой. Для нее потребуется 18 виброизоляторов ВМТ-120. Расчетная частота виброзащитной системы (ВЗС) 4.3 Гц.

Кроме этого, конструкция самих ВИ (часть тросовых колец расположена под углом) и грамотное их размещение по периметру (рисунок 9), позволяет воспринимать при такой схеме и боковую нагрузку, величина которой составит порядка 60 кгс на каждый ВИ, при этом вертикальная нагрузка на каждый ВИ составляет около 160 кгс.

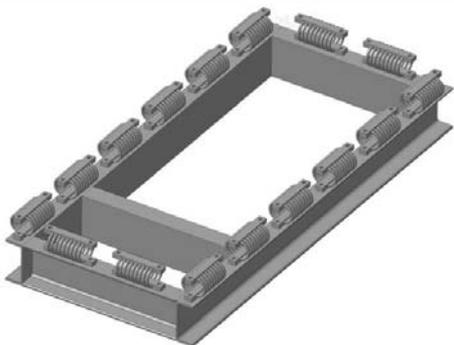


Рисунок 9. Размещение виброизоляторов по раме при опорной схеме

2.2 Проведение статических испытаний образцов виброизоляторов

На основе метода статических испытаний [5] были определены необходимые параметры проектируемой виброзащитной системы. Согласно специально разработанному для виброизоляторов данного типа [6] алгоритму выполняются следующие работы:

1. Осуществляется замер виброизолятора в свободном состоянии. Снимаются реальные значения размеров образца, данных на схеме (рисунок 10, 11), где S – шаг крепёжных отверстий ВИ, L – длина обоймы ВИ, B – толщина обоймы ВИ, D – диаметр отверстий под крепёж, C – ширина обоймы ВИ, W – ширина ВИ в ненагруженном состоянии, H – рабочий ход ВИ, Y – направление действия внешней нагрузки на ВИ.

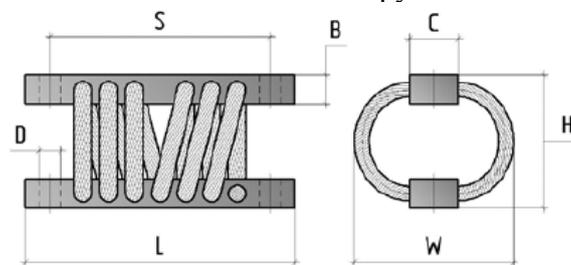


Рисунок 10. Схема виброизолятора

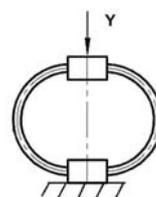


Рисунок 11. Схема нагружения

2. Виброизолятор закрепляется на испытательном стенде согласно схеме нагружения (см. рисунок 11). При этом следует обеспечить, чтобы размер H (см. рисунок 10) после установки на стенде (рисунок 12) был тем же, что и в свободном состоянии, для устранения влияния на экспериментальную характеристику предварительного нагружения.



Рисунок 12. Испытательный стенд

3. Снимаются три петли гистерезиса:

а) Около 25 % от диаметра тросового упругого элемента ($0.25 \cdot (H - 2B)$). Это предельные рабочие деформации, нагружение до которых не вызовет необратимых деформаций упругого элемента [7]. Эти деформации достигаются под действием предельной нагрузки P_n .

б) Затем производится сравнение P_n и P_n , где P_n - номинальная нагрузка на виброизолятор, получаемая делением веса оборудования на число воспринимающих её виброизоляторов, с учётом их ориентации. Если $0.75 \dots 0.95 P_n < P_n$, то изменяются в зависимости от того, что проще: схема закрепления, количество или тип виброизолятора с целью обеспечения неравенства $0.75 \dots 0.95 P_n > P_n$.

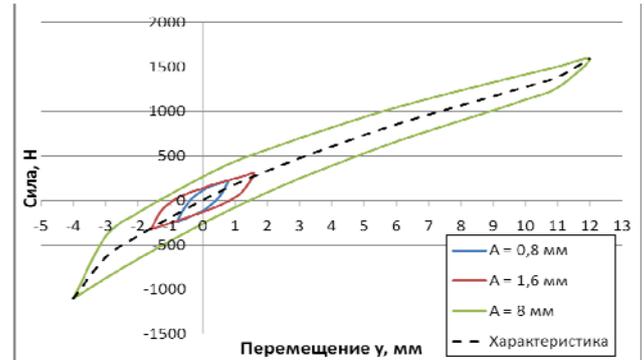
в) Снимаются петли примерно 50 % и 100 % от номинальной нагрузки P_n (часть петель приведена на рисунке 13).

4. По петле (рисунок 13 ($A=8$)) строится средняя линия - характеристика, по которой определяется величина статического прогиба виброизолятора $y_{ст}$ под номинальной нагрузкой P_n .

5. Виброизолятор выставляется на стенде, согласно схеме нагружения на величину $H^* = H - y_{ст}$ (для случая схемы "опора").

6. Снимается поле петель на небольших амплитудах для определения коэффициен-

та усиления на резонансе и последующего динамического расчёта. Амплитуды петель подбираются исходя из амплитуды входного сигнала и составляют (0,5; 1; 2; 3; 4; 5) $A_{вх}$, т.е. для $A_{вх} = 0,4$ мм; $A_{петли}$: 0,2 мм; 0,4 мм; 0,8 мм; 1 мм; 1,2 мм; 1,6 мм; 2 мм (часть петель приведена на рисунке 13).

Рисунок 13. Поле петель гистерезиса вдоль оси деформации y виброизолятора:

A - средняя амплитуда петли

Динамический расчёт производится в ПО MSC.Adams/View. На модель виброзащитной системы, которая представляет собой взаимодействующие модели виброизолятора, описываемого жёсткой и демпфирующей характеристиками, груза, заданного либо сосредоточенной массой/набором масс, либо 3D-моделью с указанием материалов деталей, подвижного основания, а также набора граничных условий, обеспечивающих правильность движений по закону:

$$S = S_a \cdot \sin(2\pi(t + t_0)),$$

где S - текущее положение основания; S_a - амплитудное значение перемещения, подбираемое вручную (обычно около 0,1...1 мм); t - текущее время в секундах от начала движения; t_0 - начальная частота колебаний.

Таким образом, величина $f = t + t_0$ представляет собой текущую частоту виброзащитной системы, а сам закон описывает колебания с линейно возрастающей частотой.

Жёсткая и демпфирующая характеристика виброизолятора записываются в виде

$$F = -k(q - q_0) - c\dot{q} + F_0,$$

где q - текущая длина упругого элемента виброизолятора; q_0 - исходная длина упругого элемента виброизолятора; k - коэффи-

коэффициент жёсткости (в данном случае функция, $F = -k(q - q_0)$, называемая жёсткостной характеристикой, задаётся в табличном виде на основании обработки экспериментальных петель либо расчёта виброизолятора [8] в ПО ANSYS); c - коэффициент демпфирования, определяющийся за счёт обработки экспериментальных петель; F_0 - преднагрузка (в идеале $F_0 = 0$).

Затем строится один из взаимозависимых графиков: зависимость коэффициента поглощения от амплитуды петли $\gamma = f(A_{\text{петли}})$ или коэффициента усиления на резонансе (рисунок 14) от амплитуды петли $\eta_{\text{ст}} = f(A_{\text{петли}})$.

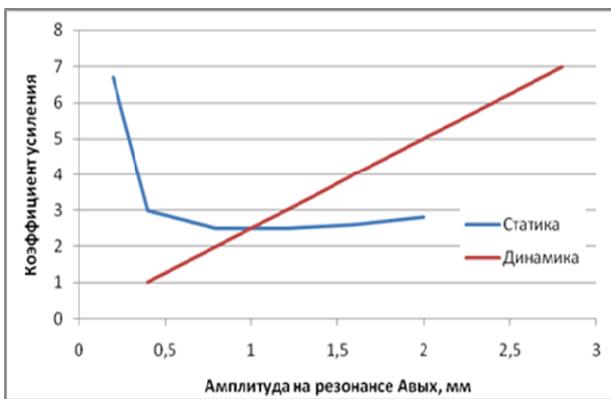


Рисунок 14. Результаты статического и динамического расчётов

7. Тросовый виброизолятор является нелинейной конструкцией, в которой коэффициенты демпфирования и жёсткости зависят от амплитуды колебаний и в общем случае для определения параметров колебаний (частоты и амплитуды), приходится использовать сложный математический аппарат нелинейной теории колебаний [9].

Чтобы быстро найти амплитуду деформаций $A_{\text{вых}}$, которая реализуется в данном колебательном процессе, с достаточной для эксплуатации точностью $< 20\%$, требуется определить коэффициент усиления на резонансе η . Для этого строится кривая коэффициента усиления на резонансе в статической постановке $\eta_{\text{ст}} = f(A_{\text{петли}})$ по результатам обработки петель [5]

$$\eta_{\text{ст}} = \sqrt{\frac{1 + \xi^2}{\xi^2}},$$

где ξ - коэффициент демпфирования [9], который находится из выражения

$$\xi = \frac{4 \cdot W}{0,5(y_{\text{max}} - y_{\text{min}}) \cdot (P_{\text{max}} - P_{\text{min}})}$$

где y_{max} и y_{min} - максимальный и минимальный размах петли по перемещению; P_{max} и P_{min} - максимальный и минимальный размах петли по силе, а W - площадь петли, определяемая из выражения

$$W = \int_{y_{\text{min}}}^{y_{\text{max}}} (P_{\text{H}}(y) - P_{\text{P}}(y)) dy,$$

где P_{H} и P_{P} - силы на нагрузочной и разгрузочной ветвях петли гистерезиса (см. рисунок 8), а средняя амплитуда петли равна

$$A_{\text{петли}} = 0,5(y_{\text{max}} - y_{\text{min}}).$$

Затем строится линия коэффициентов усиления на резонансе η на тех же амплитудах ($A_{\text{вых}} = A_{\text{петли}}$). Точка их пересечения и будет искомым η .

Для определения точки, в которой коэффициент усиления на резонансе в статической постановке $\eta_{\text{ст}} = f(A_{\text{петли}})$ совпадает с коэффициентом усиления по АЧХ η , нужно построить график зависимости коэффициента усиления η от амплитуды выходного сигнала $A_{\text{вых}}$ (прямая)

$$\eta = A_{\text{вых}}/0.4 \text{ или } A_{\text{вых}} = 0.4 \cdot \eta$$

и найти точку пересечения этих двух графиков (рисунок 14). Полученная точка является величиной амплитуды петли, которая реализуется в данном колебательном процессе.

8. По данному коэффициенту усиления в программном комплексе MSC.ADAMS подбираются график рассеяния энергии S (Н·с/мм) и график динамической жёсткости $S_{\text{дин}}$ (Н/мм) (рисунок 15) и строится итоговая амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), представляющая собой зависимость отношения жёсткости от частоты колебаний для P_{H} в диапазоне частот f от 0 до 25 Гц (рисунок 16).

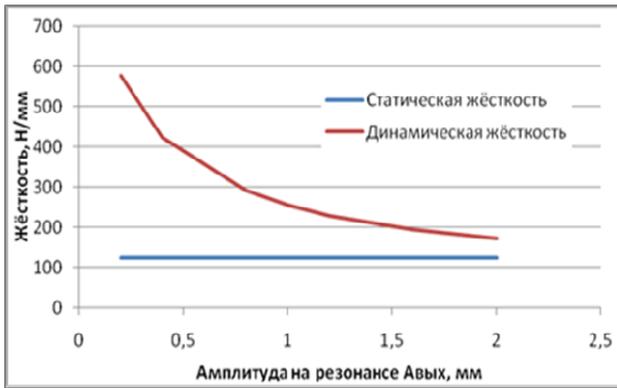


Рисунок 15. Зависимость жёсткости от амплитуды в статической и динамической постановках

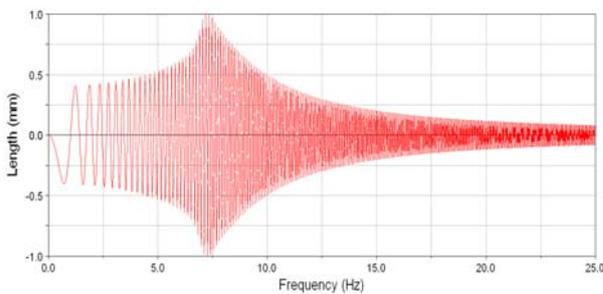


Рисунок 16. Амплитудно-частотная характеристика виброзащитной системы

2.3 Проектирование системы виброзащиты

На основе полученных данных разработана система виброзащиты котельной жилого дома (рисунок 17). Объект виброзащиты включает три котла одинаковой конструкции 1, установленные на бетонных фундаментах с металлическими стяжками; систему трубопроводов 2 для подвода холодной и отвода нагретой воды, а также отвода продуктов горения; систему труб 3 для подвода газа к горелкам котлов.

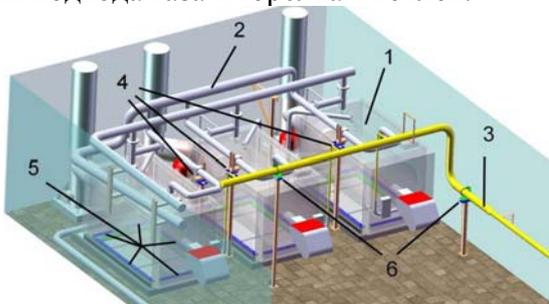


Рисунок 17. Общий вид котельной с установленной виброзащитной системой

Созданная виброзащитная система включает внешние виброзащитные опоры котлов 4, предназначенные для поддержки

трубопроводов 2; внутренний виброзащитный пояс котлов 5, предназначенный для изоляции вибрации котлов от пола; внешние виброзащитные опоры 6 для газовых труб 3.

2.4 Основные конструктивные параметры системы виброзащиты

1. Высота от пола, на которую необходимо поднять силовые рамы котлов - 2 см (допуск при установке минус 5 мм).

2. Количество виброизоляторов из расчёта на один котёл: 19 ВМТ-120 (18 во внутреннем поясе, несущем вес котла, и 1 на внешней опоре для демпфирования вибраций водяного трубопровода), а также 2 виброизолятора ВМТ-60 на внешних опорах для виброзащиты газового трубопровода.

3. Схема нагружения типа "опора" работает на сжатие, обеспечивая хорошую виброизоляцию. Собственная частота системы составляет в диапазоне 5,1-7,9 Гц, что даёт эффективную виброзащиту в области свыше 10 Гц.

4. Коэффициент демпфирования виброзащитной системы составляет 0,4-0,5, что обеспечивает усиление на резонансе не более 2,6 (амплитуда колебаний не более 1 мм при амплитуде входного сигнала 0,4 мм).

5. Для регулировки горизонтальности котлов на боковых сторонах котла в П-образных профилях предусмотрено девять посадочных мест под виброизоляторы аналогичного типа. Номинально установлено только пять. При монтаже возможно располагать виброизоляторы в произвольном порядке в любые из предусмотренных 9 мест для достижения совмещения центра масс котла и центра жёсткости виброзащитной системы.

6. Преимущества разработанной виброзащитной системы: простота конструкции и монтажа, незначительная величина подъёма котлов над полом, хорошие демпфирующие характеристики системы, возможность регулировки.

3 Эффект от использования разработанной виброзащитной системы

При внедрении разработанной виброзащитной системы уровень звукового давления в жилых помещениях квартир верхних этажей снизился до допустимого уровня (рисунок 18) [2].

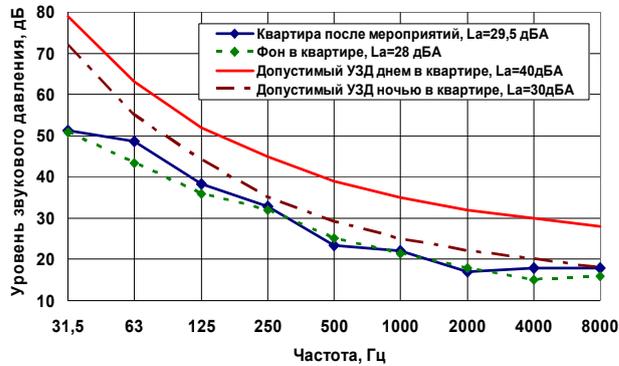


Рисунок 18. Уровень звукового давления в квартире в сравнении с санитарными нормами с учетом разработанной виброзащитной системы

Измерения были выполнены в ночное время суток. Из графика на рисунке 18 видно, что в нормируемом частотном диапазоне и по эквивалентному уровню звука санитарные нормы в жилом помещении выполняются.

Эффективность от разработанной виброзащитной системы при измерениях в жилом помещении на частоте 50 Гц составляет 26,5 дБ, а по эквивалентному уровню звука 15 дБА (рисунок 19).

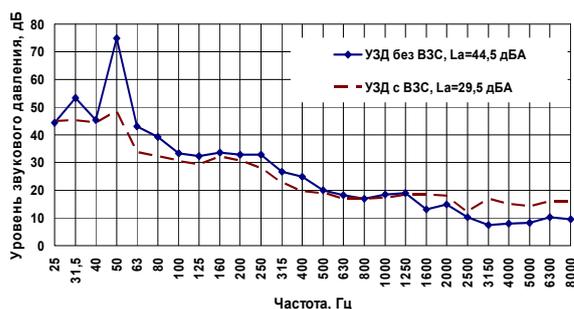


Рисунок 19. Уровень звукового давления в третьоктавных полосах частот в жилом помещении при работе трех котлов одновременно

Заключение

Созданная виброзащитная система позволяет защищать жилой дом, оборудованный крышной котельной, от вибраций, создаваемой работой газовых котлов, а также обеспечивать нормальный вибрационный

режим работы для самого газового оборудования вместе с системой трубопроводов, увеличивая ресурс службы и снижая вероятность аварий.

Основными преимуществами разработанной виброзащитной системы являются простота конструкции и монтажа, низкая стоимость в сравнении с другими типами виброизоляторов, устойчивость к температурам и загрязнению, незначительная величина подъема котлов над полом, хорошие демпфирующие характеристики системы, возможность регулировки.

Виброзащитная система препятствует распространению структурного шума от оборудования крышной котельной по конструкции здания, тем самым снижая уровень звукового давления в жилых помещениях до допустимого уровня.

Благодарность

Коллектив авторов выражает благодарность фирме ООО "Астрон" (г. Самара), за активное участие в разработке виброзащитной системы и предоставление тросовых виброизоляторов серии ВМТ различной номинальной нагрузки.

Работа выполнена с использованием средств гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки ведущих научных школ Российской Федерации (номер гранта НШ-1855.2014.8).

Работа выполнена при государственной поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации мероприятий Программы повышения конкурентоспособности СГАУ среди ведущих мировых научно-образовательных центров на 2013-2020 годы.

Список использованных источников

- [1] Иголкин, А.А. Снижение шума в жилом помещении за счет применения виброизоляторов [Текст] / А.А. Иголкин, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов // Безопасность в техносфере. №4. - 2008. - С. 40-43.
- [2] СН 2.2.4/2.1.8.562-96 "Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки", 1996, 8 с.
- [3] ГОСТ 23337-78 "Шум. Методы измерения шума на селитебной территории и в помещениях жилых и общественных зданий", 1978, 18 с.
- [4] Шахматов, Е.В. Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и

аэрокосмической техники [Текст] / Е.В. Шахматов // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG. - 2012. - 81 с.

[5] Чегодаев, Д.Е. Демпфирование / Д.Е. Чегодаев, Ю.К. Пономарев. – Самара: Изд-во СГАУ, 1997. – 334 с.

[6] Патент РФ №2480642, МПК F16F7/14. Способ изготовления тросового виброизолятора / Пономарёв Ю.К., Евсигнеев А.Е. Заявл. 07.12.2011, опубл. 27.04.2013

[7] Пономарев, Ю.К. Инженерная методика расчета статических характеристик виброизоляторов с прямолинейными и кольцевыми рабочими участками в нелинейной постановке [Текст] / Ю.К.

Пономарев, В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Специальный выпуск «Актуальные проблемы машиностроения». – 2009. – С. 215-221.

[8] Пономарев, Ю.К. Исследование демпфирующих характеристик виброизоляторов с возможностью изменения формы упруго-демпфирующего элемента [Текст] / Ю.К. Пономарев, В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Т.13 №4(42) (3). – 2011 (Приложение). – С. 184-188.

[9] Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний. М.: Выс. шк., 1980. - 480 с.

NOISE AND VIBRATION PROTECTION OF ROOF BOILER EQUIPPED HOUSE

**Rodionov L. V.,
Gafurov S. A.,
Melentjev V. S.,
Gvozdev A. S.**

Samara State Aerospace University
(SSAU)
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russia
leonid@rodionoff.net
gafurov@ssau.ru
vladamgenja@mail.ru
xandr_mail@mail.ru

The roof mounted boiler house is one of the perspective kinds of autonomous heat supply. Boiler houses are located on the building roofs or on a special substructure, mounted over the roof. New apartment blocks are usually equipped with the roof mounted boiler houses thanks to the high cost effectiveness of this solution. However, vibration isolation is often neglected when boilers are installed directly to the substructure. As a result, residents of the upper floor apartments suffer from the constant noise exposure. Experimental studies of various boiler equipment operation modes were conducted in order to determine the main sources of noise and their frequency spectrum. It was shown that the main source of the noise increase in residential areas was the boiler combustion process. The noise has a structural character. The vibration protection system, based on the rope isolators (VMT), has been developed in order to reduce the noise levels in residential areas. We have carried out necessary calculations, taking into account the weight of the boiler, the water in it and all associated elements. Also, the isolator samples were a statically tested. The vibration protection system implementation provides the achievement of sanitary noise norms in residential areas.

Key words: Noise; isolator; vibration protection system; vibration; roof boiler