

УДК 628.517.2

Проектирование глушителя шума поршневого компрессора

***Нестеров Н.С.**, студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Экология и промышленная безопасность»*

***Быков А.И.**, студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Экология и промышленная безопасность»*

*Научный руководитель: Смирнов С.Г., к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Экология и промышленная безопасность»*

e9@mx.bmstu.ru

Введение

Энергетические установки, такие как ДВС, поршневые компрессоры, вентиляторы, являются основными источниками производственного шума в окружающей среде.

Работа воздушного поршневого компрессора, эксплуатирующегося в составе электрообессоливающей установки на Московском нефтеперерабатывающем заводе, сопровождается повышенными уровнями шума.

Шумовое загрязнение территории предприятия и прилегающей жилой застройки обуславливается непрерывной работой компрессорной станции, уровень звука при этом может превышать допустимый на $5 \div 10$ дБА в дневное время и на $10 \div 20$ дБА в ночное время.

Основным источником шума поршневых компрессоров является аэродинамический шум на выходе и входе из системы [1]. Нормируемой шумовой характеристикой поршневых оппозитных компрессоров является уровень звуковой мощности L_p в децибелах. Уровни звуковой мощности для компрессора 4ВМ10-120/9 согласно [2], обеспечивающего сжатым воздухом приборы КИП и емкости Е-1 для перемешивания раствора щелочи, представлены в таблице.

Уровни звуковой мощности компрессора 4ВМ10-120/9

Уровень звуковой мощности L_p , дБ, в октавной полосе со среднегеометрической частотой, Гц								Уровень звуковой мощности L_{pA} , дБА
63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	113	110	104	109	101	98	91	111

На основании этих данных необходимо разработать глушитель шума, обладающего высокой эффективностью в широком диапазоне частот, и необходимого для снижения аэродинамического шума, излучаемого в окружающую среду.

Описание разработанного глушителя

Предложенный глушитель (Рис. 1) монтируется на газо-воздушном канале 1, по которому движется поток воздуха или отработанных газов и распространяются звуковые волны.

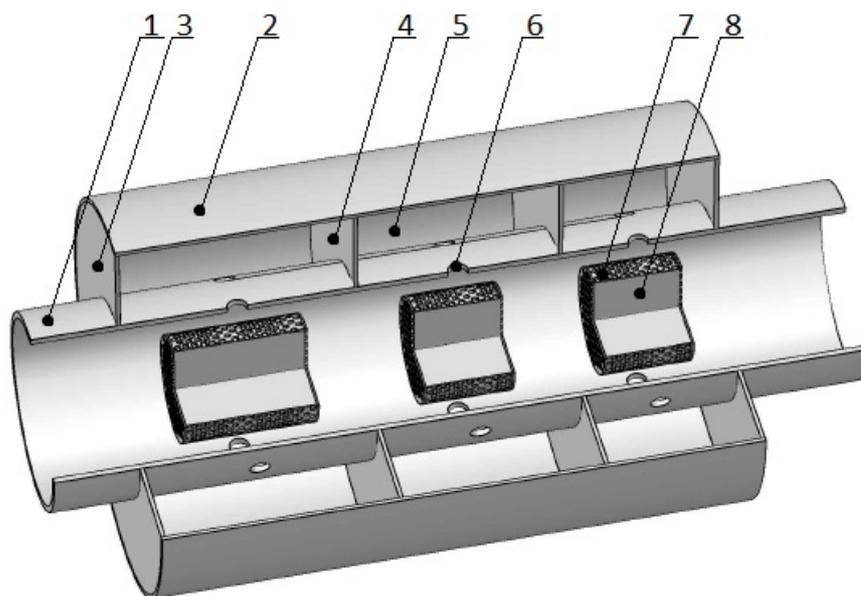


Рис. 1. Конструкция разработанного глушителя

Корпус резонаторов Гельмгольца выполнен в виде соосного цилиндра 2 большего диаметра, чем газо-воздушный канал, ограниченный торцевыми стенками 3. Общий объем резонатора разделен поперечными перегородками 4, и образованные таким образом камеры 5 соединяются с пространством газо-воздушного канала поясками отверстий 6. Внутри газо-воздушного канала под отверстиями резонаторов располагают ряд коротких диссипативных вставок 7, заполненных звукопоглощающим материалом 8.

Для повышения эффективности снижения уровня шума поршневого компрессора, в широком диапазоне частот, предлагаемый глушитель шума содержит ряд (два и более) последовательно расположенных резонаторов Гельмгольца, настроенных на частоты соседних октавных полос (63, 125 и 250 Гц). Камеры резонаторов соединяются с каналом пояском отверстий, называемым «горлом резонатора». При расчете резонаторов производится подбор размера и количества отверстий для обеспечения необходимой резонансной частоты при известном объеме резонаторной камеры.

Экспериментальное исследование

Проверка работоспособности модели конструкции глушителя была проведена с помощью созданной экспериментальной установки на искусственном шуме (рис. 2).

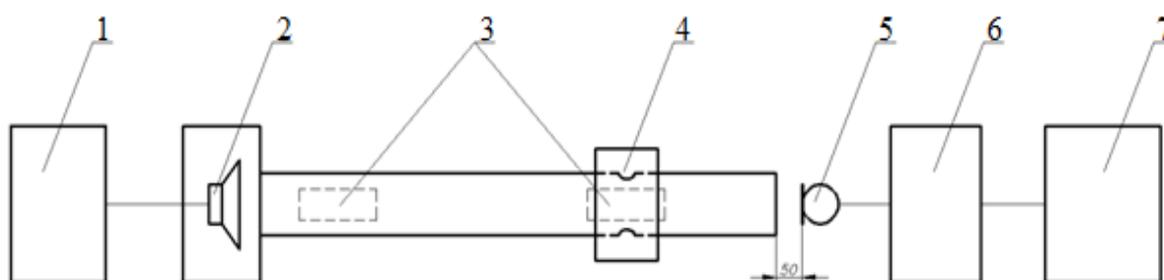


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

С помощью генератора 1 подавался белый шум на громкоговоритель 2, к которому присоединена труба с резонатором 4. В трубе установлены диссипативные вставки со звукопоглощающим материалом 3. Акустическим трактом, состоящим из: микрофона 5, усилителя 6, третьоктавного фильтра 7, измерялся уровень звукового давления на выходе из модели глушителя.

Исследовалась модель глушителя, содержащая одну резонаторную камеру.

Резонатор был рассчитан на частоту 320 Гц, камера имела объем $0,0026 \text{ м}^3$, горло резонатора содержало 10 отверстий диаметром 10 мм. В качестве звукопоглощающего материала для диссипативных вставок служило базальтовое волокно.

Вставка, установленная около громкоговорителя, служит для снижения влияния отраженной звуковой волны от открытого конца на громкоговоритель.

Эффективности, полученные в ходе экспериментального исследования, приведены на рис. 3.

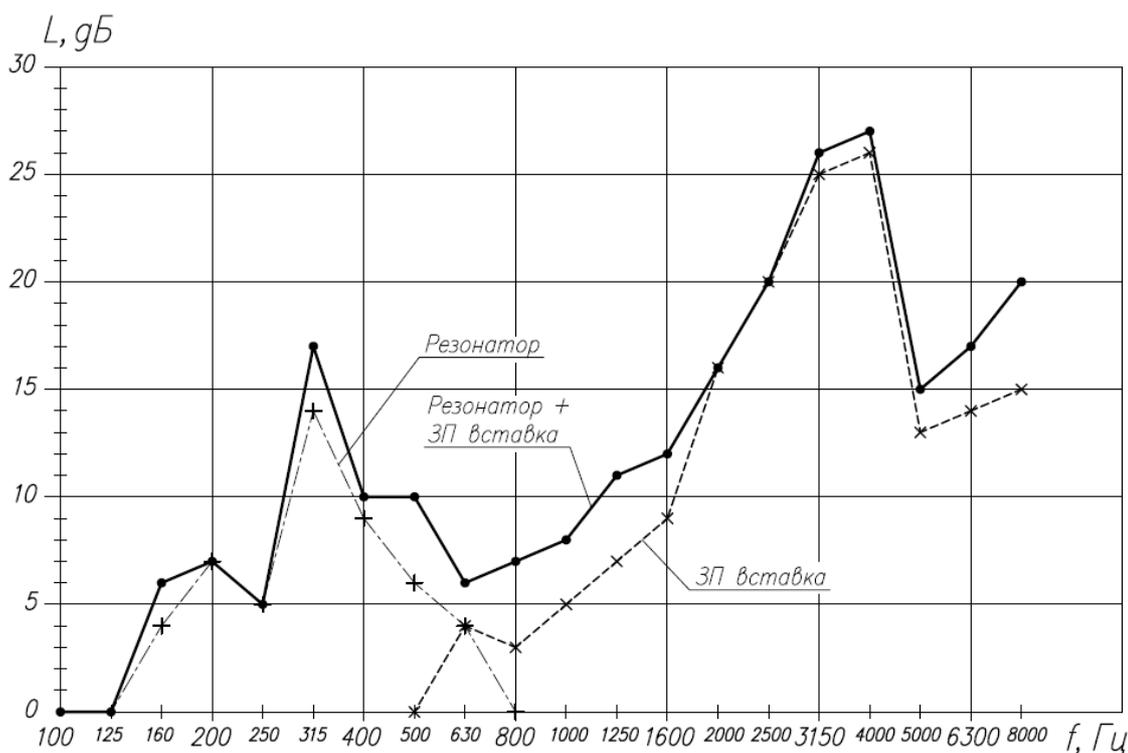


Рис. 3. Эффективность работы резонатора, ЗП вставки и их комбинации

Анализ полученных результатов показал, что установка звукопоглощающей вставки в сечении «горла резонатора», как и предполагалось, дает лучший эффект по снижению шума, чем расположение ее в любом другом месте трубы.

Исследование глушителя с помощью конечно-элементного моделирования

Несмотря на наличие известных аналитических методов расчета глушителей шума, с их помощью нельзя в полной мере оценить все разнообразие конструкций глушителей. Поэтому, даже сегодня большую часть глушителей шума проектируют путем обычной доработки и видоизменения уже существующих конструкций без полной уверенности в характеристиках от вносимых изменений. При этом для обоснования выбора наилучшей конфигурации важно математически проанализировать акустические характеристики глушителя еще на стадии его проектирования.

Для решения этой задачи все большее применение находят численные методы расчета глушителей шума на основе конечно-элементного моделирования [3]. Точность расчетов главным образом зависит от особенностей составления конечно-элементной модели и в полноценном виде система может быть крайне трудоемка для расчета и проектирования. Поэтому предпочтительно использование САПР для моделирования с целью получения предварительных результатов.

Математическое моделирование одной резонаторной камеры глушителя шума было проведено в программной среде COMSOL Multiphysics. Общеизвестно, что резонаторы по типу резонаторов Гельмгольца, предназначены для высокоэффективного глушения шума на малом диапазоне частот, иначе говоря, характеристика потери передачи – «пиковая». Поэтому использование резонаторов представляется наиболее рациональным в комбинации с диссипативными материалами, в которых перевод энергии звуковой волны в тепло происходит в результате трения частиц воздуха о поверхность пористого материала.

Согласно результатам исследований, скорость колебания частиц среды, по которой распространяется звуковая волна, в горле резонатора значительно выше, чем в любой другой точке среды. Отсюда следует предположение, что эффективность использования звукопоглощающих материалов будет тем выше, чем ближе они будут расположены к этому горлу.

Метод конечно-элементного моделирования позволяет представить дискретное пространство в виде конечного числа элементарных объемов.

Число элементов разбиения данной модели (Рис. 4) близко к ста сорока тысячам, обеспечивающее необходимую точность расчёта. Для границ задано условие абсолютной жесткости, согласно которому колебание воздуха, среды распространения волны, в нормальном направлении невозможно. На выходе их патрубка задан импеданс $Z_i = \rho \cdot c$, соответствующий нормальным условиям в воздушной среде, т.е. нагрузка считается согласованной, что не допускает отражения звуковой волны от открытого конца канала. При моделировании не учитывались энергетические потери волны на трение о стенки глушителя. Таким образом, эффективность данной модели в зависимости от точности определения резонансной частоты стремится к бесконечности. Условия проведения математического эксперимента – нормальные. На входе в трубу задано колебание поршня, создающего плоскую волну с амплитудой давления 1 Па.

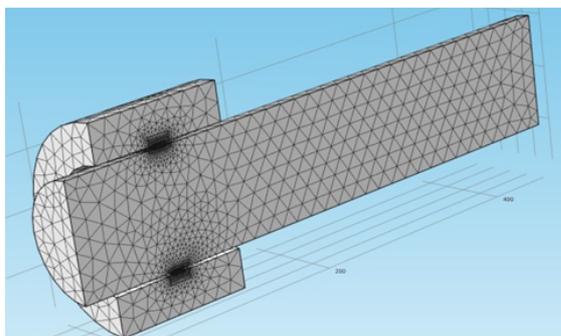


Рис. 4. Разрез конечно-элементной модели глушителя

Для проверки гипотезы следует рассмотреть как минимум два принципиальных случая расположения диссипативных вставок – на открытом конце патрубка (рис. 5а) и непосредственно рядом с отверстиями резонатора (рис. 5б). Сопротивление продуванию для заполнителя, базальтового волокна, $R_f = 5500 \text{ Па}\cdot\text{с}/\text{м}^2$.

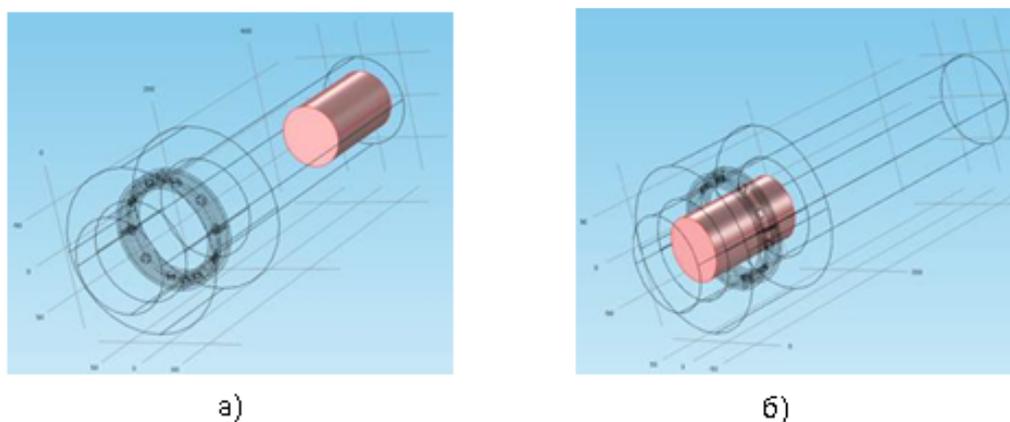


Рис. 5. Расположение вставок в моделируемом глушителе

Результат расчета – графики зависимости потери передачи, *Transmission Loss*, от частоты звуковой волны, *freq* (рис. 6). Очевидно, что в последнем случае (б) снижение уровня шума выше. Это хорошо заметно на всем диапазоне частот, особенно за резонансной частотой.

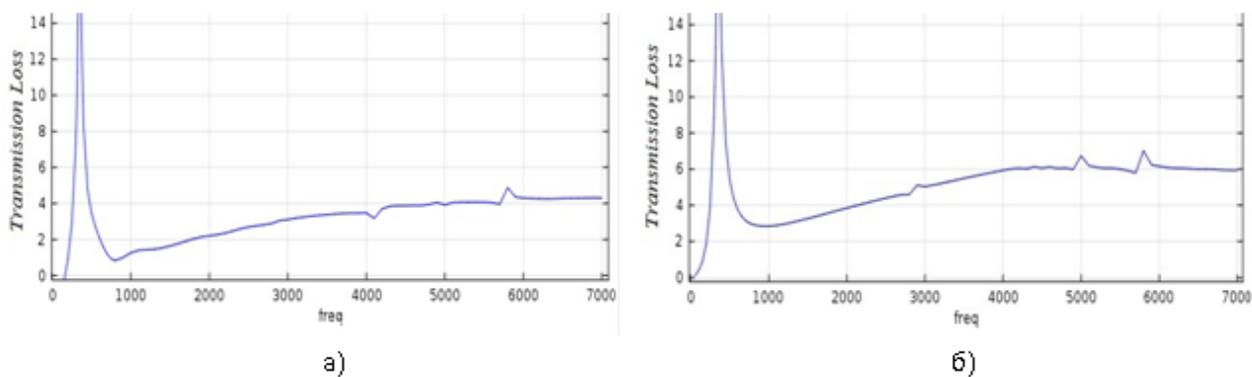


Рис. 6. Зависимость потери передачи от частоты

Таким образом, математическое моделирование методом конечных элементов подтверждает эффективность предлагаемого метода повышения качества проектируемого глушителя.

Заключение

С помощью физической и математической модели доказана высокая эффективность работы предлагаемого глушителя шума в широком диапазоне частот, что необходимо при использовании поршневых компрессоров.

Расчет при помощи конечно-элементного моделирования позволяет проводить оценку работы глушителей довольно сложной конструкции, а также помогает определить влияние особенностей моделей близких в целом, но имеющих свои конструктивные отличия, аналитическое описание которых затруднительно.

Список литературы

1. Юдин Е.Я., Борисов Л.А., Горенштейн И.В., Городецкий Э.А. Борьба с шумом на производстве / под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.
2. ГОСТ 27407-87. Компрессоры поршневые оппозитные. Допустимые уровни шумовых характеристик и методы их измерений. Введ. 1988-07-31 М.: Изд-во стандартов, 1987. 13 с.
3. Комкин А.И., Воробьева Л.С. Расчет и проектирование глушителей шума методом конечных элементов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. Сер. Машиностроение. 2013. № 11. С. 58–63.