

## СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ И НИЗКОЧАСТОТНОГО ШУМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА И АКТИВНЫХ КОМПЕНСАТОРОВ

© 2011 А.В. Васильев, А.И. Глейзер, Н.С.Чернов

Тольяттинский государственный университет

Поступила в редакцию 14.12.2010 г.

Предложены устройства и конструктивные схемы гасителей колебаний давления газа и активных компенсаторов, позволяющие эффективно снижать вибрацию и низкочастотный звук энергетических установок и присоединенных механических систем.

Ключевые слова: вибрация, низкочастотный звук, снижение, гасители, активная компенсация

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Возникающие при работе энергетических установок и присоединенных механических систем (трубопроводов, аппаратов) низкочастотные пульсации давления жидкости и газа являются источником интенсивной вибрации и низкочастотного звука и могут вызывать разрушение трубопроводов и агрегатов и приводить к авариям с тяжелыми последствиями, а также вызывать преждевременный износ оборудования и негативное воздействие на работников. Вибрации могут стать причиной усталостных разрушений трубопроводов, элементов энергетических установок (особенно теплообменников) в результате которых нарушается проектная степень герметичности проточных трактов и появляются значительные течи теплоносителя. Поэтому каждый случай появления повышенной вибрации трубопроводов требует квалифицированного анализа.

Во время переходного процесса в отдельных сечениях трубопровода, особенно на входе и выходе энергетической установки, изменение давления может быть резким, что возможно разрушение стенок трубопровода. Чтобы избежать возникновения аварийной ситуации, необходимо располагать способами и техническими средствами стабилизации давления в трубопроводе. Кроме того, наличие вредных пульсаций значительно снижает КПД работы энергетических установок и увеличивает темпы износа трубопроводных систем. Поэтому проблема создания эффективных средств гашения волновых процессов и гидравлических ударов в настоящее время остается актуальной.

*Андрей Витальевич Васильев, доктор технических наук, профессор, директор института химии и инженерной экологии. Email: avassil62@mail.ru.*

*Абрам Исаакович Глейзер, доктор технических наук, профессор кафедры механики и инженерной защиты окружающей среды. Email: NIL9@tltsu.ru.*

*Николай Степанович Чернов, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры механики и инженерной защиты окружающей среды.*

Основными источниками вибрации трубопроводов в большинстве случаев является динамические нагрузки вращающихся неуравновешенных элементов насосов, а также пульсирующий поток теплоносителя. Особую опасность в такой ситуации представляет случай, когда в процессе разгона ротора происходит переход через резонансную частоту трубопровода. Резонанс характеризуется максимальными амплитудами колебаний, при которых трубопровод может разрушиться.

Низкочастотный звук распространяется на значительные расстояния и является серьезным негативным фактором воздействия как для городских жителей, так и для работников предприятий. Его воздействие приводит к значительным изменениям в функциональном состоянии организма, влияет на психическое состояние человека, вызывает чувство беспокойства и раздражения, повышенную психическую утомляемость и тем самым ухудшение здоровья человека. Таким образом, необходимо снижать низкочастотный звук с использованием технических средств.

Существенный вклад в генерацию вибраций и низкочастотного звука вносят колебания давления в потоке теплоносителя. Возникновению колебаний способствует наличие крутых поворотов технологических трубопроводов, изгибов и разветвлений. При этом весьма высокие амплитуды колебаний имеют место при образовании в трубопроводных системах стоячих волн, которые создаются при отражении периодических импульсов давления в теплоносителе от неоднородностей трубопроводов. Возникновение колебаний давлений в теплоносителе обусловлено, как показывают исследования. Акустическими явлениями. Особенно опасны условия акустического резонанса, когда частота импульсов давления от источников возмущения такова, что на каком либо участке трубопровода укладывается целое число четвертей длин волн давления. Частота вибрации зависит от некоторой характерной длины и ско-

рости теплоносителя и может быть определена с помощью следующего соотношения:

$$f = \frac{m \cdot W_{зв}}{2d}, \quad (1)$$

где  $f$  – частота колебаний, Гц;

$m$  – номер моды, безразмерный множитель;

$W_{зв}$  – скорость звука в межтрубной жидкости, м/сек;

$d$  – наружный диаметр трубы, м.

Правильный выбор режима работы энергетических установок имеет большое значение, так как при одной и той же производительности трубопровода на одних участках давление может быть повышенным, а на других пониженным. При быстром перекрытии сечения трубопровода, остановке и пуске насосных агрегатов и других элементов трубопроводной системы имеют место значительные изменения скорости движения перекачиваемой среды, вследствие чего возникают волны повышенного и пониженного давления, распространяющиеся по трубопроводу.

Следует отметить, что снижение низкочастотного шума и вибрации энергетических установок традиционно является трудной и дорогостоящей задачей и во многих случаях неосуществимо ввиду наличия длинных акустических волн. Если рассматриваются только средства пассивного подавления, то длинные волны обуславливают необходимость использовать большие глушители и тяжелые ограждения для снижения шума, а также очень мягкие системы изоляции и/или дорогостоящие методы структурного гашения (включая использование вибропоглотителей) для снижения вибрации. Всё это заставляет исследователей и практиков искать и внедрять другие подходы к снижению низкочастотного шума и вибрации. В настоящее время к одним из наиболее перспективных относится метод активной компенсации шума и вибрации [8].

В настоящей статье описаны разработанные авторами устройства и конструктивные схемы гасителей колебаний давления газа и активных компенсаторов, позволяющие эффективно снижать вибрацию и низкочастотный звук энергетических установок и присоединенных механических систем.

## 2. РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Уровень вибрации трубопроводов энергетических установок тем выше, чем интенсивнее проходят колебательные газодинамические процессы. Снижение интенсивности этих процессов определяющим образом влияет на общее снижение шума и вибрации. Гасители колебаний давления газа, или иначе гасители газовых пуль-

саций, представляющие собой, как правило, систему расширительных камер, связанных между собой соединительными трубками, являются, таким образом, одним из наиболее эффективных средств для снижения вибрации в газоваодах энергетических установок.

Одним из наиболее изученных и широко используемых типов гасителей пульсации давления является пустотелый камерный гаситель, или буферная емкость. Объем, конструкция и место установки емкости в системе выбираются таким образом, чтобы, сдвинув спектр собственных частот колебаний давления газа, не допустить возникновения резонансных колебаний. Уменьшение амплитуды давления в системе происходит также за счет рассеивания энергии колебаний на возбуждение массы газа в объеме гасителя. Кроме того, пустотелый гаситель можно рассматривать и как фильтр, характеризующийся периодически повторяющимися по частоте полосами гашения и пропускания.

Комбинированный гаситель состоит из ряда расширительных камер, сообщающихся между собой посредством прямолинейных труб. Он является фильтром, характеризуемым четко дискретным спектром частот пропускания и гашения. Каждая из расширительных камер работает и как буферная емкость, поэтому часть энергии колебаний расходуется на возбуждение колебаний массы газа в объеме камер. Комбинированные гасители по сравнению с буферными емкостями более эффективны для гашения низких частот при одинаковых объемах, однако отличаются большей сложностью конструкции.

Другой тип гасителей пульсаций давления представляет плоская диафрагма. Ее действие также основано на рассеивании энергии колебаний и сдвиге собственных частот колебаний газа. Установка диафрагмы создает в системе дополнительное сосредоточенное активное сопротивление, величина которого определяется амплитудой динамической скорости. Поэтому максимальный эффект будет получен при установке диафрагмы в узле давления с максимальной динамической скоростью. Применение диафрагмы как гасителя колебаний давления вызывает не только уменьшение амплитуд пульсации давления газа, но и дополнительные потери статического давления и мощности. Установка диафрагмы оправдана лишь в том случае, когда потери от нее значительно ниже, чем потери от резонансных колебаний.

Весьма распространенным методом гашения пульсаций является использование резонансных гасителей, принцип действия которых основан на том, что при совпадении собственной частоты гасителя с одной из частот, генерируемых компрессором, происходит обмен колебательной энергии меж-

ду гасителем и потоком газа, что приводит к уменьшению амплитуд колебаний газа на этой частоте. Такие гасители выполняются в виде расширительной камеры, внутри которой проходит основной трубопровод, соединяющийся с камерой рядом радиальных отверстий или трубопроводом с поперечным разрезом. Изменяя число радиальных отверстий, их диаметр или длину соединительной трубки, можно менять характеристики гасителя, не создавая при этом дополнительных потерь давления в системе. Полоса гашения у резонансного гасителя меньше по частоте, чем у соответствующей буферной емкости или комбинированного гасителя, поэтому его используют в основном для случаев совпадения одной или двух гармоник в спектре собственных частот трубопроводной системы и в спектре, генерируемом компрессором.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что недостатками существующих конструкций гасителей колебаний являются достаточно высокая стоимость, громоздкость, сложность конструкций, недостаточная эффективность снижения вибрации в области низких частот, низкая эксплуатационная надежность и др.

Авторами разработан ряд конструктивных схем гасителей колебаний давления газа, позволяющие эффективно снижать вибрацию энергетических установок и присоединенных механических систем.

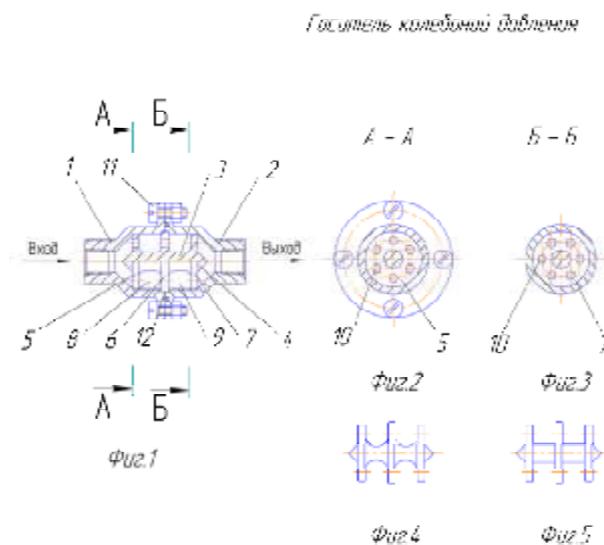
Конструктивная схема гасителя колебаний давления с разъемным корпусом представлена на рис. 1. Гаситель колебаний давления состоит из корпуса, выполненного из входного 1 и выходного 2 патрубков, сердечника 3 с коническими вершинами 4 содержащий входной фланец 5, промежуточный фланец 6 и выходной фланец 7 образующие кольцевые канавки 8 и 9, которые могут быть выполнены полукруглой или прямоугольной. Фланцы 5, 6 и 7 снабжены отверстиями 10. Отверстия входного фланца 5 и промежуточного фланца 6 расположены оппозитно друг другу, а отверстия выходного фланца 7 относительно промежуточного фланца 6 смещены на 15...30 градусов по оси гасителя и имеют разные диаметры расположения. Патрубки 1 и 2 выполнены разъемными и закреплены между собой винтами 11. Промежуточный фланец 6 устанавливается в кольцевые канавки 12 патрубков 1 и 2.

Гаситель колебаний давления работает следующим образом. Рабочая среда (жидкость или сжатый воздух) подается под высоким давлением через входной патрубок 1. Пройдя через отверстия 10 входного фланца 5 сердечника, среда гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 8, снижается скорость прохождения среды, тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления. Затем среда через отверстия

промежуточного фланца 6 поступает в кольцевой канал 9, где снижается скорость прохождения среды вторично, и без колебаний давления и пульсаций через выходной патрубок 2 к энергетическим установкам или измерительным приборам. Смещение отверстий выходного фланца 7 на 15...30 градусов по оси гасителя и выполнение их на разных диаметрах расположения позволяет дополнительно снизить колебания давления и пульсации рабочей среды.

Форма кольцевых канавок в поперечном сечении может быть выбрана конструктивно в зависимости от условий работы гасителя колебаний. Как показали испытания, наиболее эффективными формами каналов при этом являются полукруглая или прямоугольная. Для сохранения ламинарности потока рабочей среды диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка 1. Кольцевая канавка 8 обеспечивает сочетание ламинарного потока среды через отверстия 10 входного фланца 5 с турбулентным в кольцевой канавке 8, затем вторичное снижение колебаний и пульсаций в кольцевой канавке 9 повышается эффективность гашения колебания давлений.

Использование разработанного гасителя колебаний позволяет увеличить эффективность гашения колебаний на 40-50% благодаря выполнению сердечника из двух кольцевых канавок, что позволяет снизить скорость прохождения среды дважды, тем самым обеспечивается сглаживание пиков давления и пульсаций. Как показали опытные испытания, использование гасителя в гидродневмосистемах промышленного оборудования позволяет снизить и сгладить пики давления среды с высокой пульсацией, тем самым снизить перегрузки на элементы энергетических установок



**Рис. 1.** Конструктивная схема гасителя колебаний давления с разъемным корпусом

и измерительные звенья приборов. Предотвращается выход из строя элементов энергетических установок и измерительные звенья приборов, тем самым повышается эффективность работы промышленного оборудования.

Разработаны также конструкции виброгасителей, использующие гидравлическое сопротивление, возникающее, например, при продавливании рабочей жидкости через малые калиброванные отверстия. Такие конструкции позволяют варьировать коэффициентами сопротивления в весьма широких пределах, а использование в качестве рабочей жидкости силиконовых масел обеспечивает постоянство этих коэффициентов в широком диапазоне температур, возможных в эксплуатации.

Виброгаситель выполнен в виде герметично закрытого цилиндра, заполненного рабочей жидкостью, в котором может совершать вибрационное перемещение инертная масса, выполненная в виде поршня и связанная с цилиндром системой пружин. Эквивалентная жесткость системы пружин определяется по формуле:  $C_3 = \omega_0^2 \cdot m_{II}$ , где  $m_{II}$  – масса поршня и  $\omega_0$  – круговая частота настройки гасителя.

Коэффициент сопротивления в системе гасителя определяется по формуле:

$$\mu = 128 \eta L \sigma^2 / \pi (n d)^4, \quad (2)$$

где  $L$  – длина продольных сквозных отверстий, выполненных в поршне,  $n$  и  $d$  – число и диаметр таких отверстий,  $\mu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости,  $\sigma$  – площадь поперечного сечения поршня.

Чтобы исключить влияние температурных деформаций, рабочая жидкость должна находиться под некоторым избыточным давлением, которое создается при сборке и поддерживается за счет упругой деформации самого цилиндра.

Очевидно, что эффект динамического гашения исключается при исчезающе малых или, напротив, при бесконечно больших коэффициентах сопротивления. Отсюда возникает проблема оптимизации вязкого сопротивления: чрезмерное увеличение сопротивления сверх оптимального может привести к существенному снижению эффективности динамического гашения.

Дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания в условиях динамического гашения, имеют вид:

$$m_1 \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} + (c_1 + c_2) \cdot x_1(t) + \mu (v_1(t) - v_2(t)) - c_2 \cdot x_2(t) = Q \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} + c_2 \cdot (x_2(t) - x_1(t)) + \mu (v_2(t) - v_1(t)) = 0$$

Здесь и далее обозначено:  $m_1, m_2, c_1, c_2, x_1, x_2$  – массы, коэффициенты жесткости и обобщенные координаты основной системы и системы гасителя;  $\omega$  – частота возбуждения;  $\mu$  – коэффициент сопротивления в системе гасителя;

$v_1, v_2$  – виброскорости масс;  $\beta = \frac{m_2}{m_1}$ ;  $\alpha = \frac{c_2}{c_1}$ ;

$n_0 = \frac{\mu}{2m_2}$  – коэффициент демпфирования в си-

стеме гасителя;  $n = \frac{n_0}{\omega_0}$  – относительное демпфи-

рование;  $\omega_0 = (c_1 / m_1)^{0.5}$  – собственная частота колебаний основной системы (без гасителя);  $s$  – амплитуда колебаний основной системы.

Некоторые результаты численного анализа полученных уравнений представлены в табл. 1.

Можно отметить, что уровень оптимального сопротивления возрастает с увеличением массы гасителя, причем эта зависимость носит почти линейный характер. При этом возрастает и эффективность динамического гашения, которая характеризуется здесь амплитудой колебаний основной системы  $A$ .

Адаптивный гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины состоит из ёмкости переменного объема, снабженной жесткими стенками, на одной из которых смонтирован по крайней мере один подводный патрубков, связывающий полость ёмкости с атмосферой, а на другой – по крайней мере один отводящий патрубков, связывающий полость ёмкости с цилиндром поршневой машины. Ёмкость образована пространственным каркасом, закрепленным на названных жестких стенках. Каркас обтянут оболочкой из мягкого неупругого материала, например ткани, с возможностью провисания её между элементами каркаса, при этом величина изменения объема ёмкости превышает величину рабочего объема цилиндра поршневой машины.

При таком конструктивном исполнении, за счет исключения упругих свойств оболочки, происходит эффективная компенсация импульсов давления в системе всасывания. При этом незначительная масса оболочки (в сравнении с резиновой), обуславливает малую инерционность гасителя, а это повышает чувствительность камеры к отслеживанию импульсов давления системы, что в конечном итоге повышает эффективность гашения колебаний при динамических нагрузках.

Оболочка с каркасом, при необходимости, может быть связана посредством упругих элементов, например, резиновых жгутов, которые

**Таблица 1.** Результаты численного анализа дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные колебания в условиях динамического гашения, для параметров  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $n_{omm}$ ,  $A$ ,

$\alpha$	$\beta$	$n_{omm}$	$A$
0.0195	0.02	0.09	10.8
0.046	0.05	0.12	6.69
0.091	0.10	0.18	5.34
0.15	0.20	0.22	3.22

обеспечивают возврат оболочки в исходное состояние при отсутствии в камере разрежения.

Для исключения прямой передачи импульса давления из подводящего патрубка в отводящий патрубков, оси названных патрубков должны быть смещены друг относительно друга.

Для исключения “хлопка” в момент максимального прогиба оболочки в емкости может быть установлен ограничитель хода оболочки, в качестве которого может быть использована, например, жесткая сетка, закрепленная на каркасе и имеющая форму оболочки при ее максимальном прогибе.

Для обеспечения работоспособности предлагаемого гасителя необходимо, чтобы масса единицы площади материала оболочки удовлетворяла следующему математическому выражению:

$$m < \rho \cdot l \cdot \frac{F_m}{F_{pipe}}, \quad (4)$$

где:  $m$  – масса единицы площади материала оболочки, кг/м<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$l$  – длина подводящего патрубка, м;

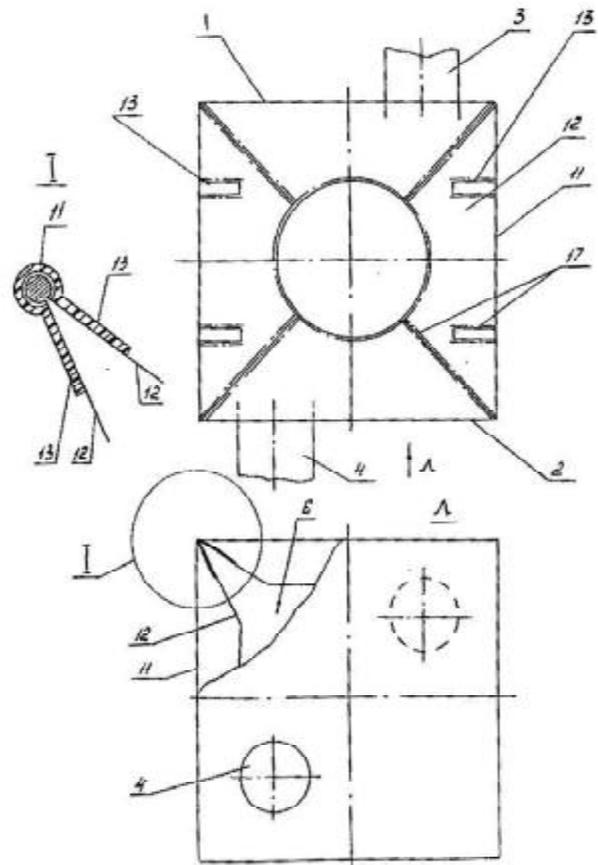
$F_m$  – площадь оболочки, м<sup>2</sup>;

$F_{pipe}$  – площадь сечения подводящего патрубка, м<sup>2</sup>.

На рис. 2 показаны устройство гасителя колебаний и вариант возможной установки резиновых жгутов на элементе каркаса.

Гаситель содержит ёмкость переменного объёма, снабженную стенками 1 и 2. На стенке 1 смонтирован подводящий патрубок 3, связывающий полость емкости с атмосферой. На стенке 2 смонтирован отводящий патрубок 4, связывающий полость емкости с цилиндром 5 поршневой машины, включающей также поршень 6 с шатуном 7, корпус 8 и головку цилиндра 9, в которой смонтирован клапан 10. Емкость образована пространственным каркасом 11, закрепленным на стенках 1 и 2. Каркас 11 обтянут оболочкой 12 из мягкого неупругого материала, в качестве которого может

быть использована ткань, или легкий полимерный материал, с возможностью провисания названного материала между элементами каркаса 11. Величина изменения объема емкости превышает величину рабочего объема цилиндра 5 поршневой машины. Оболочка 12 может быть связана с каркасом 11 при помощи упругих элементов 13 (в частности, показаны упругие элементы, выполненные в виде резиновых жгутов). Емкость снабжена ограничителем хода 14 оболочки 12, который закреплен на каркасе 11 и имеет форму оболочки 12 при ее максимальном прогибе. Ограничитель хода 14 выполнен в виде жесткой, например металлической сетки, форма ячеек которой может быть самой разнообразной.



**Рис. 2.** Устройство гасителя колебаний и вариант возможной установки резиновых жгутов на элементе каркаса

Гаситель работает следующим образом. При возвратно-поступательном движении поршня 6 в цилиндре 5, в момент открытия и закрытия клапана 10, в системе всасывания поршневой машины (от клапана 10 до выходного среза патрубка 16) возникают колебания давления массы газа (как правило, воздуха), заключенного в объемах патрубков 2 и 3, воздухоочистителя 15 и патрубка 16, а также в объеме самой емкости. При этом амплитуда пульсации газа, которая определяет величину гидросопротивлений в системе всасывания, может достигать значительной величины, что ухудшает эффективность работы системы. Наличие гасителя колебаний с емкостью переменного объема, установленного в непосредственной близости от клапана 10, позволяет значительно уменьшить амплитуду пульсаций в патрубке 3 за счет преобразования части энергии импульсов давления в камере переменного объема в тепловую энергию, затрачиваемую на механическую деформацию оболочки 12.

### 3. РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ НИЗКОЧАСТОТНОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Под активными методами компенсации вибрации и звукового поля понимается компенсация, при которой вторичное компенсирующее поле в отличие от рассмотренных выше пассивных методов (не требующих затраты дополнительной энергии) создается путем наложения вторичного поля, специально создаваемого излучателем, а это связано с дополнительным расходом энергии [1]. Термин «активные методы» означает, что для обеспечения компенсации расходуется энергия, обычно электрическая.

Практическое использование активной компенсации звука и вибрации стало возможным только с появлением в 80-х гг. современной цифровой электроники, в частности, адаптивной цифровой обработки сигналов.

Эффективное снижение вибрации энергетических установок и присоединенных трубопроводных систем может быть достигнуто с использованием малогабаритных активных компенсаторов, способных эффективно сглаживать пульсации давления в трубопроводных системах энергетических установок (рис. 3).

Авторами разработан ряд компактных помехозащищенных устройств активной компенсации низкочастотного шума и вибрации энергетических установок, использование которых может быть эффективным средством борьбы с низкочастотными шумами и вибрациями.

Помехозащищенная конструкция активного

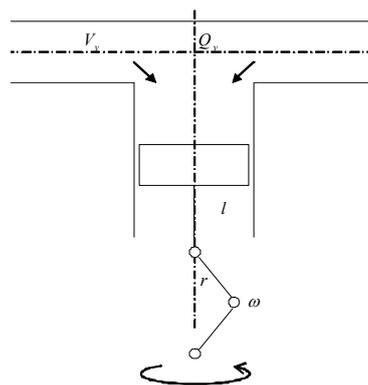
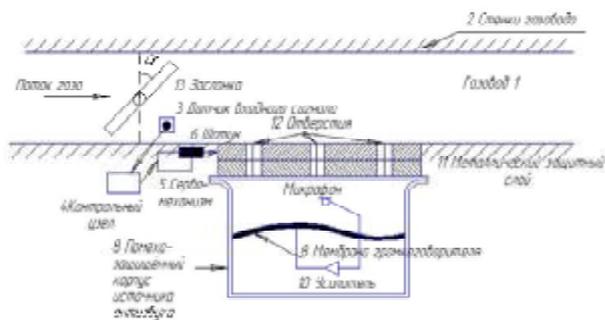


Рис. 3. Схема поршневого компенсатора колебаний:

$V_y$  – объемная скорость газового потока;  $Q_y$  – расход газодинамической смеси;  $r$  – радиус кривошипа;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала электропривода

компенсирующего источника, выполненного в виде громкоговорителя, в газовой системе вентиляционной установки показана на рис. 4. Для защиты от воздействия внешних факторов громкоговоритель помещён в помехозащищённый корпус 8. Основным фактором, воздействующим на мембрану громкоговорителя в рассматриваемой системе, будем считать воздействие повышенных уровней статического и динамического давления. Последствием такого воздействия может быть разрыв мембраны и выход из строя громкоговорителя. Для защиты от воздействий повышенных статических давлений в системе предусмотрена дроссельная заслонка 13, герметично закрывающая сечение газоваода, по которому распространяется газовый поток. Для защиты от динамического давления система снабжена датчиком входного сигнала 3, который в случае выхода значений давления газового потока за допустимый верхний предел посылает сигнал на контрольный узел 4, приводящий в действие сервомеханизм 5, шатун которого 6 сдвигает верхнюю пластину металлического защитного слоя. Это приводит к тому, что отверстия 12 верхней пластины сдвигаются относительно нижней, и доступ повышенного давления к мембране и другим элементам громкоговорителя прекращается. Такая конструкция громкоговорителя позволяет снизить воздействие и других факторов рабочей среды (температура, влажность и др.). Для повышения эффективности при многофункциональной защите система может быть снабжена дополнительными датчиками входного сигнала.

Ряд других разработанных устройств и конструктивных схем активных компенсаторов низкочастотного звука и вибрации энергетических установок описан в работах [2, 3].



**Рис. 4.** Устройство помехозащищённой конструкции активного громкоговорителя в газовой системе вентиляционной установки

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленной работе рассмотрены проблемы снижения вибрации и низкочастотного звука энергетических установок и присоединенных механических систем с использованием разработанных авторами устройств и конструктивных схем гасителей колебаний давления газа и активных компенсаторов, позволяющих эффективно снижать вибрацию и низкочастотный звук.

Разработанные гасители и компактные помехозащищенные устройства активной компенсации низкочастотного шума и вибрации энергетических установок являются эффективным средством борьбы с низкочастотными шумами и вибрациями. Промышленное применение разработанных конструкций возможно в самых различных отраслях: машиностроение, энергетика, химическая промышленность, жилищно-коммунальное хозяйство и др., в частности, при разработке и эксплуата-

ции стационарных и передвижных энергетических установок (двигателей транспортных средств, насосов, компрессоров, вентиляторов, воздухоподогревателей, теплообменников, стационарных двигателей и пр.), при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам и др.

*Работа выполнена в рамках мероприятия 1.2.1 «Проведение научных исследований научными группами под руководством докторов наук» направления 1 федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борьба с шумом на производстве. Справочник под ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 399 с.
2. Васильев А.В. Снижение низкочастотного шума и вибрации силовых и энергетических установок // Известия Самарского научного центра РАН. 2003. Т. 5. №2. С. 419-430.
3. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок // Наука – производству. Август 2004. №8. С. 68-70.
4. Васильев А.В., Чернов Н.С. Методы повышения вибрационной безопасности при эксплуатации силовых установок // В сб. трудов международной научно-технической конференции ELPIГ-2003 «Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов». Тольятти, 2003. С. 288-292.
5. Владиславлев А.С., Козобков А.А., Мальшиев В.А., Мессерман А.С., Писаревский В.М. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1972. 288 с.
6. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. СПб.: Политехника, 2000. 482 с.
7. Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Миронова Т.Б. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода // Вестник СГАУ. 2006. №2. Часть 2. С. 161-164.
8. Nelson P.A. and Elliot S.J. Active Control of Sound. Academic Press. London, 1992.

## REDUCTION OF VIBRATION AND LOW FREQUENCY NOISE OF POWER PLANTS AND CONNECTING MECHANICAL SYSTEMS BY USING OF GAS PRESSURE OSCILLATIONS DAMPERS AND ACTIVE COMPENSATORS

© 2011 A.V. Vasilyev, A.I. Gleizer, N.S. Chernov

Togliatti State University, Togliatti

Devices and construction schemes of gas pressure oscillations dampers and of active compensators are suggested allowing to reduce efficiently vibration and low frequency noise of power plants and connecting mechanical systems.

Key words: machines, technological noise, tires, road surface, impact, reduction

*Andrey Vasilyev, Doctor of Technics Science, Professor, Director of the Institute of Chemistry and Environmental Engineering. Email: avassil62@mail.ru.*

*Abraam Gleizer, Doctor of Technics, Professor at the Mechanics and Environmental Engineering Department. Email: NIL9@tlttsu.ru.*

*Nikolay Chernov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Mechanics and Environmental Engineering Department.*