

## ПРОСТРАНСТВЕННОЕ АКТИВНОЕ ПОДАВЛЕНИЕ ВИБРАЦИИ, ВИБРАЦИОННЫХ СИЛ И ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ, ПЕРЕДАВАЕМЫХ КОМПЕНСАТОРАМИ ТРУБОПРОВОДОВ С ЖИДКОСТЬЮ<sup>1</sup>

© 2021 г. А. В. Кирюхин<sup>a, b, \*</sup>, О. О. Мильман<sup>a, b</sup>,  
А. В. Птахин<sup>a, b</sup>, А. А. Кирюхин<sup>c</sup>, Л. Н. Сережкин<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,  
ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия

<sup>b</sup>ЗАО НПВП “Турбокон”, ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

<sup>c</sup>Центральное конструкторское бюро морской техники “Рубин”, ул. Марата, д. 90, Санкт-Петербург, 191119 Россия

\*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 12.10.2020 г.

После доработки 09.11.2020 г.

Принята к публикации 23.12.2020 г.

Представлен анализ результатов исследований пространственного активного подавления пульсаций давления, вибрации, вибрационных сил, передающихся от энергетических установок через компенсаторы их трубопроводов. Передача вибрации от энергетических установок по трубопроводам может быть на порядки выше, чем по опорным конструкциям. Это нужно учитывать при проектировании виброизоляции энергетического оборудования от фундамента и окружающей среды по линии трубопроводов в энергетическом и транспортном машиностроении, судостроении, а также при обустройстве нефте- и газопроводов на перекачивающих станциях. Для уменьшения передачи вибрации по трубопроводу с помощью виброизолирующих компенсаторов необходимо снизить как их структурную жесткость, так и силы, создаваемые пульсациями давления рабочей среды внутри компенсатора в широком частотном диапазоне, конструктивными либо активными методами. В литературе, за исключением работ, выполненных в рамках настоящего исследования, не обнаружено данных по анализу взаимодействия пульсаций среды, вибраций в компенсаторах, методам снижения передачи вибрации и пульсации давления через компенсаторы трубопроводов с жидкостью. Экспериментально изучена эффективность различных вариантов многоканальной пространственной активной виброзащитной системы, в цепях обратной связи которой используются регуляторы в виде стандартных полосовых фильтров. Выявлено взаимное влияние каналов активного гашения вибрационных сил на эффективность гашения, которое может быть обусловлено перекрестными чувствительностями трехкомпонентных датчиков вибрационной силы при гашении вибрационных сил. Активное пространственное гашение вибраций трубопровода за компенсатором также выявило взаимное влияние каналов активного гашения вибрации, приводящее к заметному изменению эффективности гашения. Эффективность различных исследованных вариантов составила от 10 до 32 дБ (снижение пульсаций, передачи вибрации и сил в 3–30 раз) как на отдельных частотах, так и в полосах частот в диапазоне от 10 до 500 Гц.

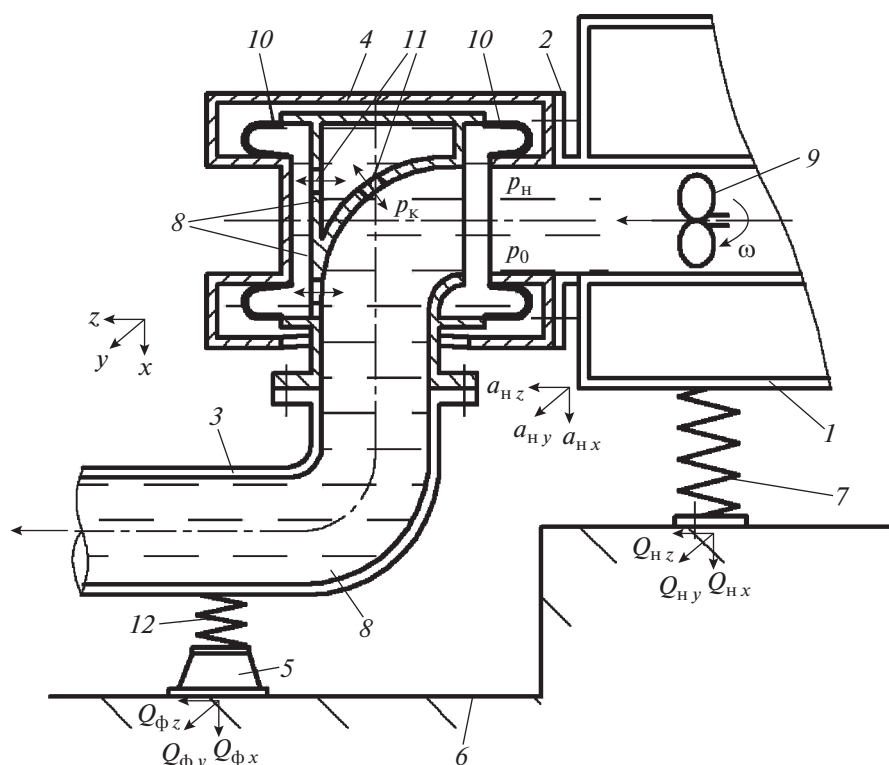
**Ключевые слова:** энергетическая установка, вибрация, пульсации давления, вибрационные силы, виброизоляция, трубопровод, компенсатор, активная виброзащитная система

**DOI:** 10.1134/S0040363621130014

В энергомашиностроительной отрасли в настоящее время уделяется повышенное внимание снижению передачи вибрации от работающих установок на фундамент и во внешнюю среду, в том числе по линии трубопроводов. Поскольку уменьшение вибрации самой установки (в источнике, на рис. 1 это насос) ограничено уровнем существующих технологий, то снижение распро-

странения вибрации и шума может обеспечиваться виброизоляцией. В [1] описаны современные эффективные средства пассивной виброизоляции, в том числе по структуре и рабочей среде трубопроводов, разработанные авторами настоящей статьи. В работе [2] даны основные результаты проведенных авторами экспериментальных и расчетных исследований возможности совершенствования виброизолирующих свойств компенсаторов. Схема передачи вибрации, pulsa-

<sup>1</sup> Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 16-19-10292 П).



**Рис. 1.** Схема установки и вибрационного деформирования разгруженного углового компенсатора с РКО между насосом и амортизированным напорным трубопроводом.

1 – насос; 2 – напорный патрубок насоса; 3 – трубопровод системы; 4 – компенсатор напорного трубопровода; 5 – опора трубопровода; 6 – фундамент; 7 – амортизация (опорная виброизоляция) насоса; 8 – рабочая среда (вода); 9 – колесо насоса; 10 – РКО; 11 – внутренний корпус; 12 – виброизоляция трубопровода;  $p_0$  – статическое давление за насосом;  $p_n$  – пульсация давления от насоса;  $p_k$  – пульсация давления от вибрационного деформирования компенсатора;  $i = x, y, z$  – оси координат;  $Q_{ni}$  – динамические силы, действующие через амортизацию насоса на фундамент;  $Q_{fi}$  – динамические силы от трубопровода за компенсатором, действующие на фундамент;  $\omega$  – угловая частота вращения насоса;  $a_{ni}$  – ускорение фланца насоса в направлении  $i$

ций давления и вибрационных сил по линии трубопровода через компенсатор представлена на рис. 1.

Угловой разгруженный по давлению (см. [2]) компенсатор на основе резинокордных оболочек (РКО) диафрагменного типа 4 установлен между насосом 1 и трубопроводом 3. Стрелками показано направление потока жидкости в трубопроводе и перетекания жидкости в компенсаторе между его полостями. Распорные усилия от давления замыкаются на соединенный с трубопроводом внутренний корпус 11 и соединенный с насосом наружный корпус компенсатора 4. Герметичность, перемещения и виброизоляцию обеспечивают две РКО 10. Вибрация от насоса 1 передается на фундамент 6 через опорную виброизоляцию насоса 7. Вибрация от трубопровода за компенсатором передается на фундамент 6 через амортизацию трубопровода 12 и опору 5. Иногда трубопровод устанавливается на фундаменте жестко (без виброизоляции 12).

Компенсатор с жидкостью часто оказывается мощным источником пульсаций давления и вибрационных сил. Несжимаемая рабочая среда, присутствующая в трубопроводе и компенсаторе, может существенно: в 10, 100 раз и более – увеличивать передачу вибрации через компенсатор. Тогда динамические силы от трубопровода за компенсатором  $Q_{fi}$ , действующие на фундамент, могут существенно превышать аналогичные силы  $Q_{ni}$ , действующие на фундамент через виброизолирующие элементы насоса (см. рис. 1). Это особенно наглядно проявляется при увеличении частоты вибрации. Физические и расчетные модели вибрационного деформирования компенсаторов с жидкостью рассмотрены в работах [3, 4].

Передача вибрации и вибрационных сил через компенсаторы трубопроводов с жидкостью может происходить следующим образом:

по структуре компенсатора и его упругих элементов;

посредством пульсаций давления от работающего насоса  $p_n$  (см. рис. 1), которые уже имеются на входе в компенсатор и действуют на стенки компенсатора и трубопровода за ним, поскольку  $p_n = p_0 + p$ ;  $p_0$  – статическое давление,  $p$  – переменная часть давления (пульсация давления);

вследствие возникновения динамических сил от внутреннего статического давления  $p_0$  в компенсаторе (см. рис. 1) из-за колебательного изменения площадей упругих элементов, на которые действует это давление, при их вибрационном деформировании;

в результате возникновения пульсаций давления в самом компенсаторе  $p_k$  (см. рис. 1) при его вибрационном деформировании в составе трубопровода.

В работах [3, 4] приводится описание полученных и исследованных физических и математических моделей взаимодействия среды и структуры для различных компенсаторов. Даются описание и результаты испытаний новой конструкции компенсатора с минимальным взаимодействием среды и структуры и соответствующей жесткостью, пониженной на два порядка по сравнению с жесткостью традиционных конструкций [2, 5] в частотном диапазоне до 1.5 кГц.

В работах [1, 2] отмечается, что в последние десятилетия развиваются активные методы гашения вибраций как в источнике, так и на путях их распространения. Анализ обширной литературы, посвященной этим методам, свидетельствует об отсутствии исследований возможности активного гашения вибрации, вибрационных сил и пульсаций жидкости в компенсаторах трубопроводов. В работе [2] представлены результаты исследований, проведенных авторами на специальном стенде двухканальной системы одновременного активного гашения пульсаций давления и вибрационных сил, передаваемых компенсатором трубопровода с водой, жестко зафиксированного выходным фланцем на фундаменте (на рис. 1 вариант с отсутствием амортизации трубопровода 12).

При выборе схемы управления активным гашением передачи вибрации от установки возможна реализация значительного количества вариантов. В качестве критерия эффективности управления могут быть приняты: вибрация самой установки; амплитуда вибрации трубопровода или фундамента; передаваемая на фундамент вибрационная (динамическая) сила; пульсации давления рабочей среды. Они же могут использоваться в качестве управляющих сигналов. Весьма важными оказываются место установки соответствующего датчика и выбор алгоритма управления. Сочетание этих условий дает большое число возможных вариантов систем активного гашения вибрации. Необходимо выбрать из них наиболее

эффективный. Критерием эффективности может служить максимальное подавление вибрации, минимальная стоимость, наличие серийно выпускаемых комплектующих и т.п.

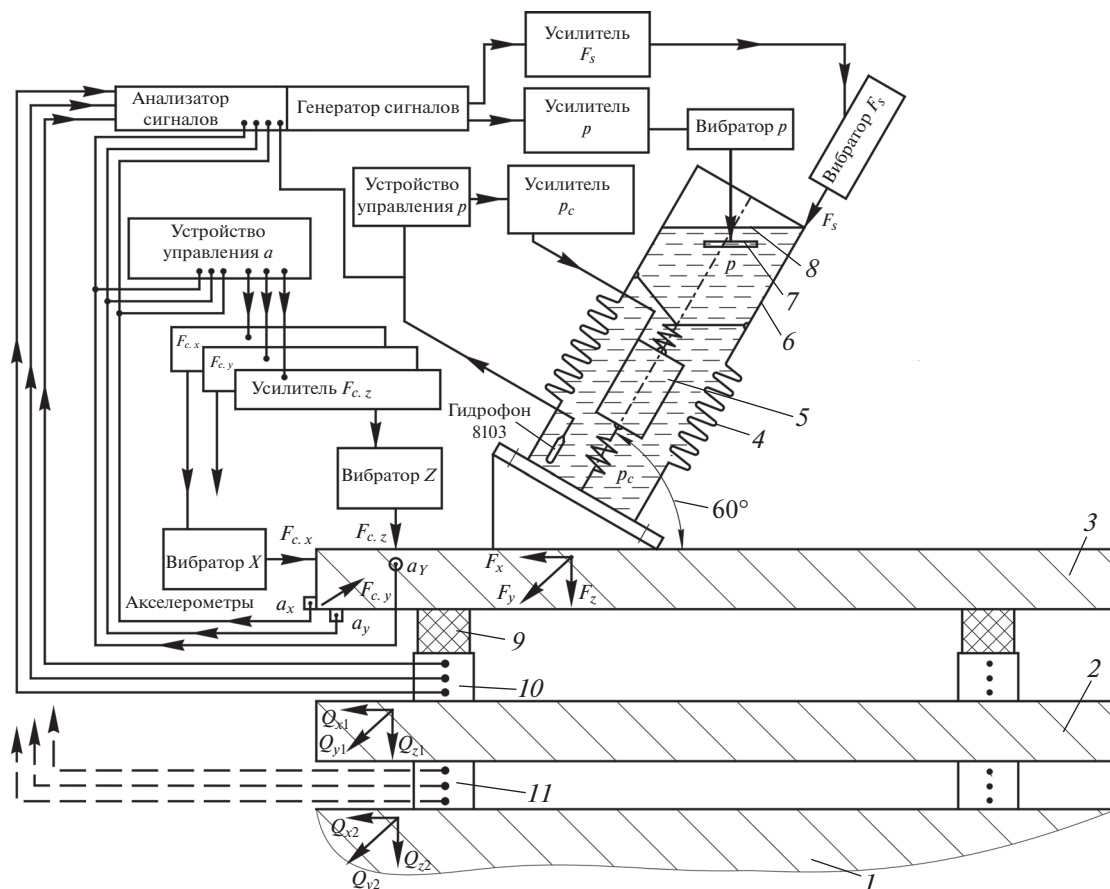
В работе [6] авторами проанализированы некоторые предельные случаи эффективности возможных схем активного гашения вибрационных сил, передаваемых компенсатором. Рассмотрено гашение вибрации в источнике при сигнале управления от датчика силы на фундаменте, при сигнале управления от акселерометров на источнике, гашение динамической силы за компенсатором при сигнале управления от датчика силы и несколько других схем. В работах [7, 8] авторами проводится оценка взаимного влияния каналов управления на эффективность активного пространственного гашения вибрационных сил за компенсатором по трем направлениям одновременно. Эффективность некоторых однокомпонентных схем активного гашения сил и вибраций за амортизаторами изучалась в Институте машиноведения РАН, результаты представлены в работах [9, 10].

Поскольку в реальном трубопроводе передача сил и вибраций происходит по трем направлениям, то в дополнение к исследованиям в работах [1, 2] было проведено изучение эффективности одновременного пространственного многоканального активного гашения динамических сил, вибраций и пульсаций давления в компенсаторе трубопровода с жидкостью на созданном специальном стенде с системой управления активным гашением. Дополнительно исследовалось, как установка трубопровода за компенсатором влияет на эффективность активной системы гашения сил и вибраций.

В настоящей статье анализируются результаты экспериментальных и расчетных исследований многоканального пространственного активного подавления передачи вибрации, вибрационных сил и пульсаций давления, передающихся от энергетических установок через компенсаторы их трубопроводов. Она завершает цикл работ, выполненных по соглашению № 16-19-10292 П от 12.04.2016 между Российским научным фондом и Калужским государственным университетом им. К.Э. Циолковского “Исследования методов и средств снижения передачи вибрации и пульсаций давления от энергетических установок через упругие виброизолирующие развязки трубопроводов с жидкостью путем подавления вибрационных сил и пульсаций среды системами активного гашения”.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД

Схема и общий вид экспериментального стенда, спроектированного и изготовленного для исследований пространственного активного гаше-



**Рис. 2.** Стенд многоканальный активного гашения.

$p$  – пульсации давления;  $x, y, z$  – оси координат;  $Q$  – силы на фундаменте;  $F$  – силы на плите и силы активного гашения. Индексы:  $c$  – компенсация;  $s$  – структура.

1 – фундамент; 2 – плита 2; 3 – плита 1; 4 – компенсатор; 5 – пьезоэлектрический излучатель; 6 – трубопровод; 7 – поршень; 8 – поверхность жидкости; 9 – резинометаллический виброизолятор; 10 – датчик силы 1; 11 – датчик силы 2

ния, представлены на рис. 2 и 3. Стенд позволяет осуществлять:

гашение пульсаций давления в сильфонном компенсаторе внутренним диаметром 100 мм с обратной связью по давлению;

трехкомпонентное по осям  $x, y$  и  $z$  активное гашение вибраций амортизированной опорной плиты компенсатора с обратной связью по вибрации;

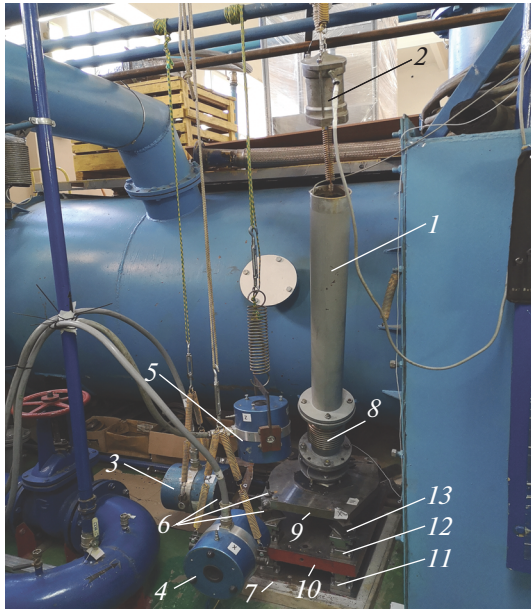
трехкомпонентное по осям  $x, y, z$  активное гашение сил за компенсатором с обратной связью по силам;

дополнительный контроль динамической силы, передаваемой на фундамент через резинометаллические виброизоляторы типа СА-100 и датчики силы первого и второго каскадов.

Структурное возбуждение вибрации трубопровода по тракту силы  $F_s$  осуществляется вибратором  $F_s$ , который питается от усилителя мощности  $F_s$ . Он создает вибрационные силы  $F_{x, y, z}$ , действующие через компенсатор на опорную плиту в

трех направлениях, для чего трубопровод и компенсатор установлены под углом ко всем трем осям  $x, y, z$ . Пульсации давления  $p$  создаются погруженным в воду поршнем, соединенным с вибратором  $P$ . Сигналы на усилители мощности каналов возбуждения вибрации и пульсации давления подаются от генератора сигналов.

Компенсирющие силы  $F_{c, x, y, z}$  по трем направлениям создаются электродинамическими вибраторами пространственной трехкомпонентной системы гашения вибрационных сил  $Q_{x, y, z}$ , передающихся на фундамент через трехкомпонентные датчики динамической силы 261A13 фирмы РСВ. Датчики входят в состав каналов управления по силе системы активного гашения. В зависимости от выбранного варианта системы управления компенсирующие силы  $F_{c, x, y, z}$  могут быть приложены к амортизированной плите 1 под компенсатором (см. рис. 2 и 3) либо к плите 2 под амортизацией компенсатора (трубопровода). Штриховыми лини-



**Рис. 3.** Испытательный стенд одновременного активного гашения пульсаций давления в компенсаторе диаметром 100 мм и трехкомпонентного активного гашения вибраций опорной плиты компенсатора по осям  $x$ ,  $y$  и  $z$ .

1 – трубопровод; 2 – вибратор  $F_s$  или  $F_p$ ; 3 – вибратор  $Y$ ; 4 – вибратор  $X$ ; 5 – вибратор  $Z$ ; 6 – акселерометры; 7 – фундамент; 8 – компенсатор; 9 – плита 1; 10 – плита 2; 11 – датчик силы 2; 12 – датчик силы 1; 13 – амортизатор

ями на рис. 2 обозначены каналы дополнительного контроля вибрационных сил под плитой 2 при работе по разомкнутой схеме управления. Пьезо-керамический излучатель со своим усилителем мощности создает компенсирующие пульсации давления  $p_c$  (см. рис. 2). Сигнал на излучатель формируется устройством управления на основе обработки сигнала от гидрофона 8103 фирмы Brüel & Kjær (Дания).

Управление по всем каналам осуществляется специально спроектированным многоканальным модулем управления, программируемым от ПЭВМ в среде Matlab. Контроль сигналов по силам и пульсациям давления производится многоканальным анализатором сигналов фирмы Brüel & Kjær.

В каналах компенсации вибрации, силы и пульсации давления сигнал от датчика обратной связи (акселерометра, датчика силы или гидрофона) подается на один из входов аналого-цифрового преобразователя устройства управления. Сигнал оцифровывается и передается в процессорный модуль, где с использованием цифрового регулятора формируется узкополосный или широкополосный компенсирующий сигнал. Через цифроаналоговый преобразователь сигнал подается на соответствующий усилитель мощности, а затем на вибратор или излучатель.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Эффективность известных пассивных методов снижения динамических сил и пульсаций в источнике и в компенсаторах трубопроводов ограничена как прочностью, габаритами установок и компенсаторов, так и физическими показателями протекающих в них рабочих процессов. Уменьшения передачи вибрации через компенсаторы можно также добиться с помощью активных виброзащитных систем (АВС) [1, 2, 6–11], которые создают вибрационные воздействия, компенсирующие исходные, производимые установкой при работе. Это могут быть силы, действующие на присоединенные к установке конструкции в противофазе к вибрационным силам, производимым установкой. Аналогично работают АВС подавления пульсаций давления – они могут уменьшать как дискретные компоненты в спектрах вибраций, так и случайные колебания в полосе частот. Активные системы могут применяться и для подавления вибрации самой установки. В литературе не удалось найти работ, посвященных снижению передачи вибрации через компенсаторы трубопроводов с жидкостью активными методами, кроме проведенных по указанному соглашению [1, 2, 6–8]. Результаты исследования двухканальной АВС для активного гашения пульсации и вибрации в одном (осевом) направлении в компенсаторе с жидкостью рассмотрены авторами в работах [2, 6–8].

На практике передача вибрации и динамических сил через виброизоляцию носит пространственный характер. Далее рассматриваются особенности, установленные в результате исследований эффективности многоканальной АВС, которая изображена на рис. 2 и 3 и предназначена для пространственного активного подавления вибраций, вибрационных сил и одновременного активного гашения пульсаций давления в компенсаторах с жидкостью. Экспериментально исследовалась возможность построения (синтеза) эффективного регулятора в цепях обратной связи в каждом из каналов гашения на основе стандартных полосовых фильтров различного порядка: Баттерворта, Чебышева, эллиптических, а также резонансных звеньев (резонаторов) с передаточной функцией

$$H = \frac{\cos(\varphi)(\Delta + \gamma) - \omega \sin(\varphi)}{(\Delta + \gamma^2)^2 + \omega^2},$$

где  $\varphi$  – фаза корректировки;  $\Delta$  – оператор Лапласа;  $\gamma$  – добротность звена;  $\omega = 2\pi f$  – круговая частота;  $f$  – частота колебаний.

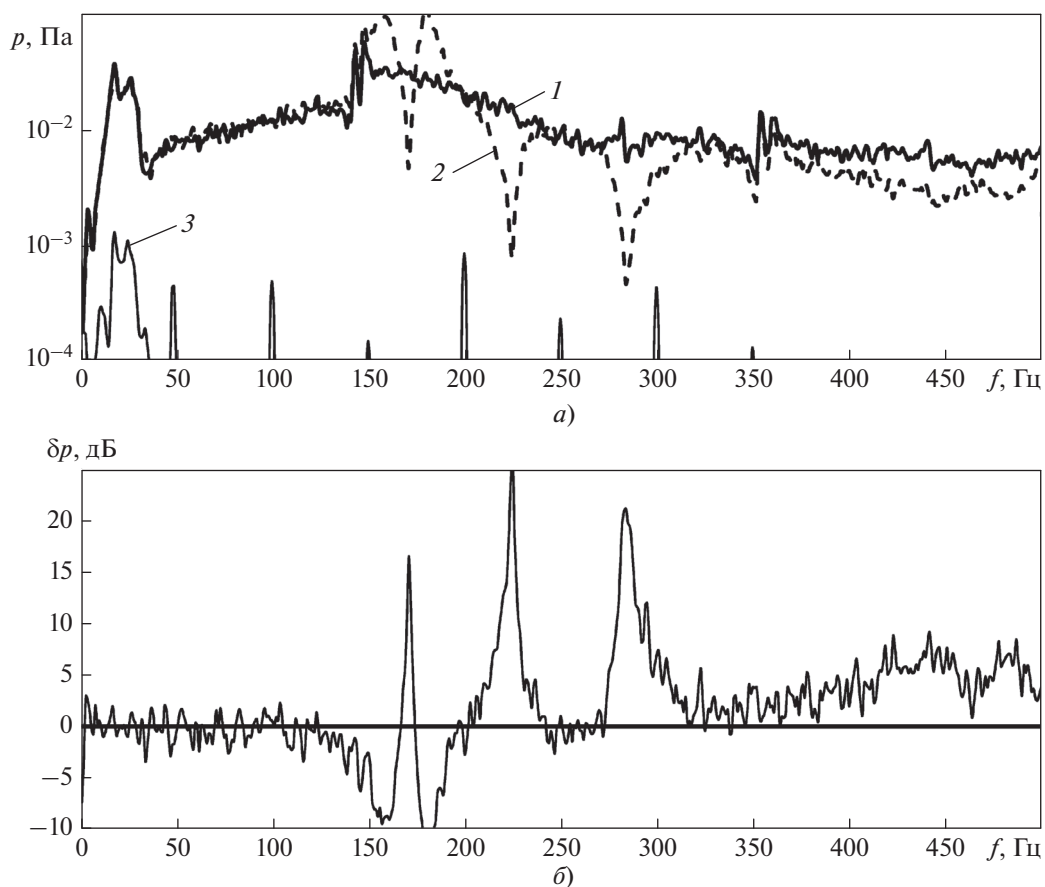
Исследования показали, что на основе полосовых фильтров первого и второго порядков может быть построен эффективный регулятор для гашения динамических сил и пульсаций давле-

ния в широкой полосе частот. Подбирались характеристики регулятора (фильтра) и коэффициент усиления в цепи обратной связи для получения максимального гашения без потери устойчивости системы. Для повышения устойчивости и эффективности АВС к широкополосным фильтрам добавлялись узкополосные фильтры типа “резонансное звено” на резонансных частотах, определявших устойчивость системы (наблюдался интенсивный рост колебаний на этих частотах при увеличении коэффициента усиления в цепи обратной связи при приближении к границе устойчивости). Параметры устройства управления задавались от ЭВМ в среде Matlab через интерфейс RS-485. Контроль и обработка сигналов производились многоканальным анализатором сигналов типа Puls фирмы Brüel & Kjær (Дания). Полученный алгоритм гашения себя оправдал в процессе пространственного активного гашения для системы с сильной связанностью по направлениям при гашении как сил,

так и вибраций для различных типов компенсаторов и подавляемых сигналов.

### АКТИВНОЕ ГАШЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ И СИЛ ПО ТРЕМ НАПРАВЛЕНИЯМ

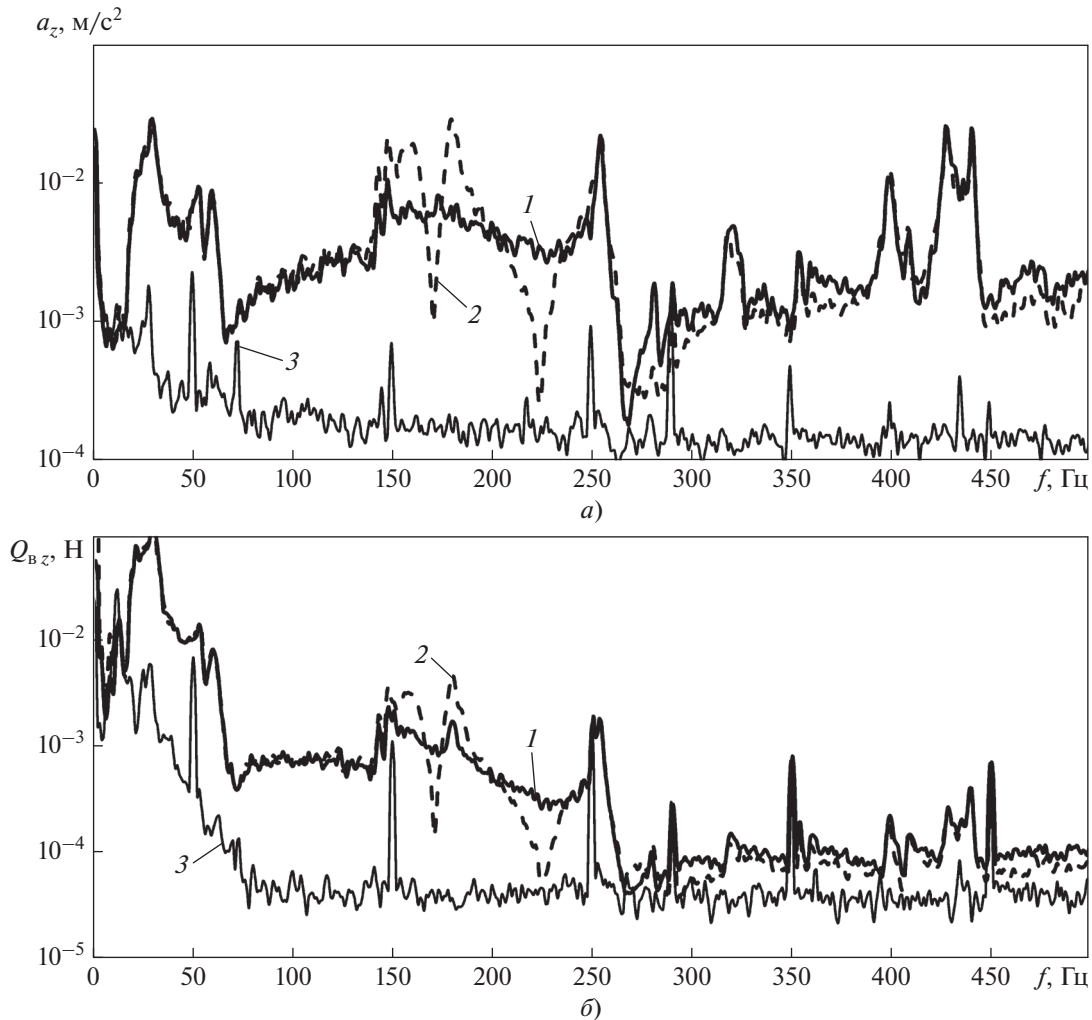
На рис. 4, а показаны результаты активного гашения пульсаций давления  $p$  в компенсаторе с трубой диаметром 100 мм тремя резонаторами на частотах 170, 220 и 270 Гц и широкополосным эллиптическим фильтром 350–450 Гц. В работе [2] была показана возможность эффективного активного гашения сигналов различной формы как пульсаций, так и сил, причем на различных частотах, в том числе на резонансах и антирезонансах, для нескольких вариантов исследуемых систем путем соответствующего подбора комбинации различных фильтров в цепи обратной связи системы гашения. Учитывая довольно гладкую кривую зависимости исходной пульсации  $p_{и}$  от



**Рис. 4.** Результаты активного гашения пульсаций давления в компенсаторе с трубой 100 мм тремя резонаторами  $f = 170, 220$  и  $270$  Гц и широкополосным эллиптическим фильтром 350–450 Гц.

а – влияние гашения на пульсацию: 1 – исходная пульсация давления  $p_{и}$ ; 2 – пульсация после активного гашения  $p_{а}$ ; 3 – помеха;

б – эффективность гашения пульсаций  $\delta p$



**Рис. 5.** Влияние активного гашения пульсаций давления в компенсаторе с трубой 100 мм тремя резонаторами 170, 220 и 270 Гц и широкополосным эллиптическим фильтром 350–450 Гц на вибрацию  $a_z$  плиты по оси  $z$  (а) и на динамическую силу  $Q_{B,z}$  под верхней плитой по оси  $z$  (б). 1 – исходный сигнал; 2 – гашение; 3 – помеха

частоты, расположение частот резонаторов и эллиптического фильтра в этом конкретном случае выбирали произвольно. Эффективность активного гашения пульсаций  $\delta p$  рассчитывали как

$$\delta p = 20 \lg \left( \frac{p_{и}}{p_{а}} \right),$$

где  $p_{и}$  – исходная пульсация давления;  $p_{а}$  – пульсация после активного гашения (см. рис. 4, а).

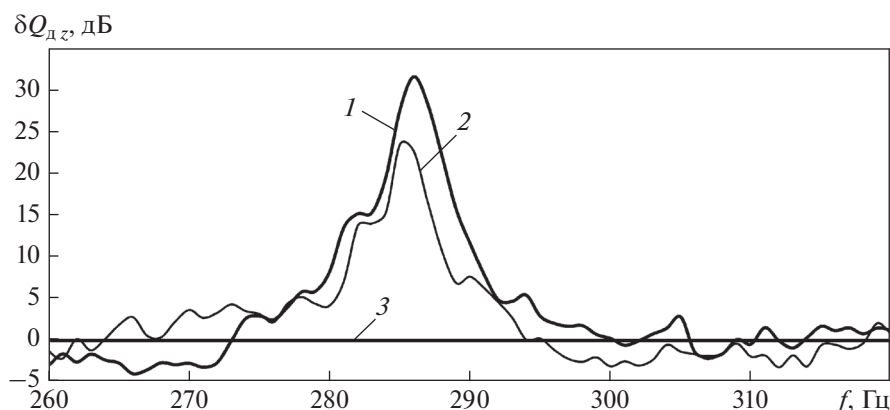
Эффективность гашения составляет от 16 до 26 дБ на частотах 170, 220 и 270 Гц и до 8 дБ в зоне широкополосного гашения 350–450 Гц (рис. 4, б). Для наглядности на рисунке показана горизонталь 0 дБ. Она помогает понять, на каких частотах активное гашение пульсаций эффективно, т.е.  $\delta p > 0$ . Далее под эффективностью  $\delta$  понимается разница в децибелах (либо отношение линейных величин) между соответствующими зна-

чениями (пульсации давления  $p$ , вибрации  $a$ , динамической силы  $Q$ ) до включения гашения и после него.

При активном гашении пульсаций давления  $p$  в компенсаторе происходит пропорциональное снижение вибраций плиты  $a_{x, y, z}$  под компенсатором, обусловленных пульсациями, и динамических сил  $Q_{x, y, z}$  по трем направлениями под амортизацией плиты, как это показано на рис. 5, а и б соответственно для направления  $z$ , что физически совершенно понятно.

#### АКТИВНОЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЕ ГАШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ПО ТРЕМ НАПРАВЛЕНИЯМ ПОД АМОРТИЗАЦИЕЙ ПЛИТЫ

При экспериментальных исследованиях пространственного трехкомпонентного активного га-



**Рис. 6.** Влияние каналов гашения  $x$  и  $y$  на измеренную датчиком силы эффективность активного гашения сил  $\delta Q_{dz}$  по оси  $z$  на частоте 285 Гц резонансными звеньями в каждом канале.

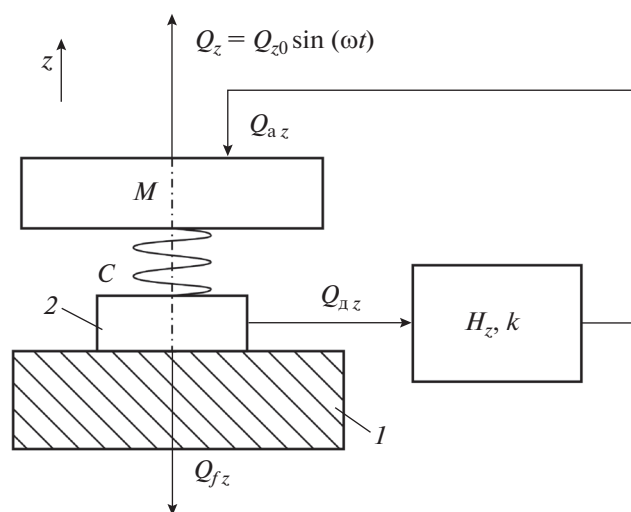
1 — работают каналы гашения по осям  $x, y, z$ ; 2 — каналы гашения по осям  $x$  и  $y$  не работают; 3 — АВС выключены

шения динамических сил за компенсатором было обнаружено заметное влияние совместной работы каналов активного гашения на эффективность гашения. На рис. 6 показана эффективность гашения вертикальной составляющей силы  $\delta Q_{dz}$ , измеренной датчиком силы при работе АВС в вертикальном направлении  $z$ , при выключенных 2 и включенных 1 АВС в поперечных направлениях  $x$  и  $y$  (они обеспечивали активное гашение сил  $Q_{dx}$  и  $Q_{dy}$ , измеренных датчиками в этих направлениях) (рис. 7).

Во всех трех каналах АВС в качестве регулятора использовалось резонансное звено на частоте  $f = 285$  Гц с  $\gamma = 0.8$ ,  $\varphi = 0$ . При включении АВС в поперечных направлениях  $x$  и  $y$  эффективность

$\delta Q_z$  в направлении  $z$  увеличивается с 23 до 32 дБ (на 9 дБ, т.е. почти в 3 раза). Одной из возможных причин этого может быть влияние ненулевой поперечной чувствительности датчиков силы на эффективность АВС при управлении по сигналам от этих датчиков [7]. Поперечная чувствительность — это отношение выходного сигнала с датчика при измерении по одной из осей при отсутствии входного сигнала по этой оси к сигналу, приходящему по другой перпендикулярной оси (т.е. матрица чувствительностей датчика не является диагональной). Для трехкомпонентных датчиков динамической силы типа 261A13 фирмы РСВ, которые входят в каналы управления по силе системы активного гашения на рис. 2, поперечная чувствительность в соответствии с паспортными данными может достигать 20%.

Для исследования этого влияния можно рассмотреть расчетную модель трехкомпонентной пространственной АВС, реализованную в колебательной системе с массой  $M$  на жестком фундаменте, показанную на рис. 7. Обозначения на рис. 7 приведены только для направления  $z$ , для  $x$  и  $y$  они аналогичны. На массу  $M$  одновременно действуют одинаковые внешние силы  $Q_x, y, z$  по направлениям  $x, y, z$ , возбуждающие соответствующие вибрации массы  $X, Y, Z$ . Активная виброзащитная система создает активные компенсирующие силы  $Q_{ax}, Q_{ay}, Q_{az}$ , приложенные к массе  $M$ . Управление осуществляется по соответствующим измеряемым датчиками силам  $Q_{dx}, Q_{dy}, Q_{dz}$  под амортизацией с жесткостью  $C$ . Передаточная функция каждого канала управления  $H$  имеет коэффициент усиления  $k$ . Фактически на фундамент действуют динамические результирующие силы  $Q_{\phi x, y, z}$ .



**Рис. 7.** Расчетная схема одномассовой системы с АВС с управлением по силам.  
1 — фундамент; 2 — трехкомпонентный датчик силы

Полагается, что датчики силы и каналы трехмерной АВС имеют по трем направлениям одинаковые характеристики. При единичных передаточ-



ных функциях  $H = 1$  выражения для фактически действующей в направлении  $z$  на фундамент силы  $Q_{\phi z}$  и для измеренной датчиком силы  $Q_{dz}$  при колебаниях массы  $M$  в трех направлениях и включенной трехкомпонентной АВС запишутся в виде

$$Q_{\phi z} = C_z Z; \quad (1)$$

$$Q_{dz} = [C_z Z + A(C_x X + C_y Y)(1 - k)](1 - k), \quad (2)$$

где  $A$  – коэффициент поперечной чувствительности датчика силы.

Из формул (1) и (2) видно, что фактическая действующая на фундамент сила  $Q_{\phi}$  не совпадает с силой  $Q_d$ , измеренной датчиком. При работе АВС только в направлении  $z$  (при этом действуют все три силы  $Q_{x, y, z}$ ) выражение (2) принимает вид

$$Q'_{dz} = [C_z Z + A(C_x X + C_y Y)](1 - k).$$

После преобразования получается

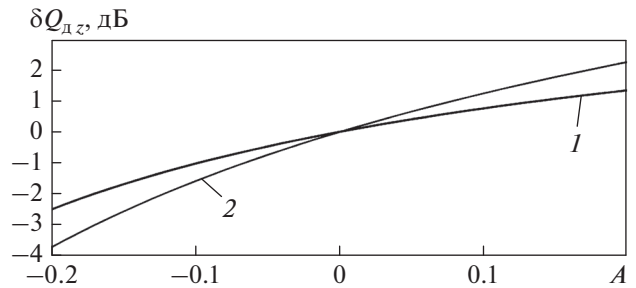
$$\frac{Q'_{dz}}{Q_{dz}} = \frac{C_z Z + A(C_x X + C_y Y)}{C_z Z + A(C_x X + C_y Y)(1 - k)}.$$

Полагается, что жесткости и вибрации в трех направлениях одинаковые:  $C_x = C_y = C_z$ ,  $x = y = z$ . Тогда

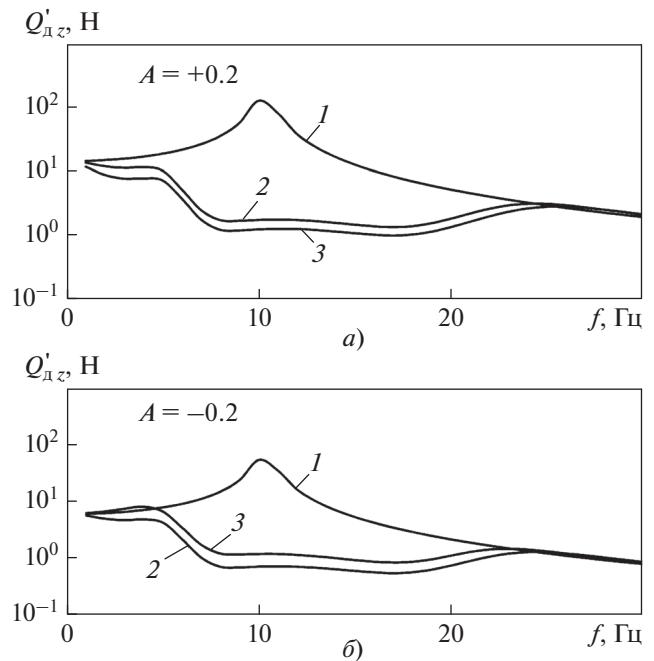
$$\frac{Q'_{dz}}{Q_{dz}} = \frac{1 + 2A}{1 + 2A(1 - k)}. \quad (3)$$

На рис. 8 для такого варианта приведены зависимости отношения  $Q'_{dz}/Q_{dz}$  в децибелах  $\delta Q_{dz} = 20 \lg(Q'_{dz}/Q_{dz})$  от коэффициента поперечной чувствительности  $A$  датчиков силы при различных значениях коэффициента усиления  $k$  в цепи обратной связи АВС. Из формулы (3) и графиков (см. рис. 8) следует, что если значения коэффициента поперечных чувствительностей  $A$  датчика силы положительные (поперечные и вертикальные силы синфазные), то  $Q'_{dz} > Q_{dz}$  и измеренная эффективность трехкомпонентной АВС больше эффективности однокомпонентной АВС. Если значения коэффициента поперечных чувствительностей  $A$  отрицательные (поперечные и вертикальные силы противофазные), то  $Q'_{dz} < Q_{dz}$  и измеренная эффективность трехкомпонентной АВС меньше эффективности однокомпонентной. При положительных значениях коэффициента поперечных чувствительностей  $A$  отношение  $Q'_{dz}/Q_{dz}$  возрастает при увеличении коэффициента усиления  $k$ , а при отрицательных значениях коэффициента  $A$  – уменьшается.

В натуральных условиях значения коэффициента поперечных чувствительностей и вибрации в разных направлениях могут существенно различать-



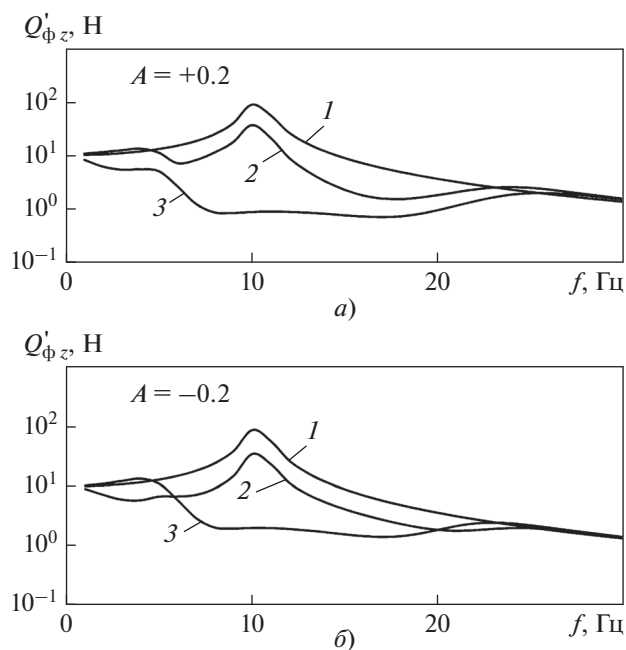
**Рис. 8.** Зависимость отношения измеренной датчиком силы  $Q'_{dz}$  к силе  $Q_{dz}$ , измеренной датчиком, от коэффициента поперечной чувствительности  $A$  датчиков силы при различных значениях коэффициента усиления. Коэффициент усиления: 1 – 0,5; 2 – 0,8



**Рис. 9.** Результаты расчета измеренных датчиками силы значений  $Q'_{dz}$  при положительных (а) и отрицательных (б) значениях коэффициента поперечной чувствительности  $A$  датчиков силы. 1 – исходный сигнал; активное гашение вибрации: 2 – однокомпонентное по оси  $z$ ; 3 – трехкомпонентное по осям  $x, y, z$

ся, поэтому влияние коэффициента  $A$  на измеренную эффективность АВС может заметно отличаться от рассмотренного.

На рис. 9 для сравнения показаны расчетные значения измеренных датчиком силы  $Q_{dz}$  для одномассовой динамической системы, изображенной на рис. 7, при работе однокомпонентной и



**Рис. 10.** Результаты расчета фактических сил  $Q'_{\phi z}$  при положительных (а) и отрицательных (б) значениях коэффициента поперечной чувствительности  $A$  датчиков силы.

Обозначения см. рис. 9

трехкомпонентной АВС при положительных и отрицательных значениях (рисунки а и б соответственно) коэффициента поперечных чувствительностей  $A$  датчиков силы. При этом возбуждающие силы  $Q_{x, y, z}$  по направлениям  $x, y, z$  одновременно действуют во всех вариантах. Расчет выполнен при одинаковых во всех направлениях жесткостях амортизации, значениях коэффициента поперечной чувствительности и возмущающих силах. В качестве передаточной функции  $H$  во всех каналах гашения использовалась комбинация эллиптических фильтров первого и второго порядков в полосе частот 2–50 Гц с коэффициентом усиления  $k = 0.8$ .

На рис. 10 приведены расчетные значения сил  $Q'_{\phi z}$  фактически действующих на фундамент в направлении  $z$  для тех же условий, что и для рис. 9.

Анализ рис. 9 и 10 показывает, что при работе АВС только в одном направлении (при одновременном действии возбуждающих сил  $Q_{x, y, z}$  по направлениям  $x, y, z$ ) фактическая сила  $Q'_{\phi z}$  на фундаменте гасится заметно меньше (в данном случае – почти на порядок), чем при работе пространственной трехкомпонентной АВС. Для однокомпонентного гашения измеренная датчиками силы эффективность АВС заметно выше фактической. Для трехкомпонентного гашения разница между фактической и измеренной силой, передаваемой компенсатором, существенно меньше. При

положительных значениях коэффициента поперечной чувствительности  $A$  как фактическая, так и измеренная силы гасятся эффективнее при пространственном гашении, чем при однокомпонентном.

Необходимо отметить, что при пространственном гашении сил максимальное экспериментальное полученное без потери устойчивости значение гашения составляло около 20 дБ (ослабление исходного значения силы в 10 раз) по горизонтальным осям  $x, y$  и 32 дБ (в 30 раз) по вертикальной оси  $z$  при всех трех одновременно работающих каналах активного гашения.

### СРАВНЕНИЕ РАЗДЕЛЬНОГО И СОВМЕСТНОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО АКТИВНОГО ГАШЕНИЯ ВИБРАЦИИ ЗА КОМПЕНСАТОРОМ

Рассмотренное в предыдущих разделах активное пространственное гашение динамических сил за компенсатором оказывается довольно эффективным. Однако оно требует наличия дорогостоящих трехкомпонентных датчиков динамической силы. На практике правильная установка датчиков силы за компенсатором и организация соответствующих измерений – это весьма сложная технологическая процедура. В то же время на сегодняшний день существуют вполне развитые методы измерения вибрации и большое количество соответствующих датчиков и измерительных приборов. В литературе также имеются работы по активному гашению вибрации [11].

Далее рассматриваются результаты раздельного и совместного пространственного трехкомпонентного активного гашения вибрации за компенсатором. Экспериментальные исследования проводили на стенде, изображенном на рис. 2 и 3. Как видно из рис. 5, б, вибрационные силы довольно эффективно снижаются виброизоляцией (на 20–40 дБ, т.е. до 100 раз) за зоной резонансов 10–30 Гц опорной плиты на жесткости ее амортизации. Поэтому исследование активного гашения вибрации плиты за компенсатором проводили в наиболее сложной зоне частот от 10 до 30 Гц, в которой расположены резонансы массы опорной плиты на жесткости амортизации. Компенсирующие активные силы  $F_{c, x, y, z}$  были приложены к амортизированной плите 1 под компенсатором, как это показано на рис. 2 и 3. В качестве сигнала управления использовали значение виброускорения от акселерометров, установленных на амортизированной плите. Эффективность гашения оценивали по снижению вибрации плиты.

Гашение осуществлялось эллиптическими фильтрами первого порядка в полосе 3–20 Гц, второго порядка в полосе 15–68 Гц и резонатором на частоте 21 Гц. Параметры фильтров и коэффициент усиления в цепи обратной связи для

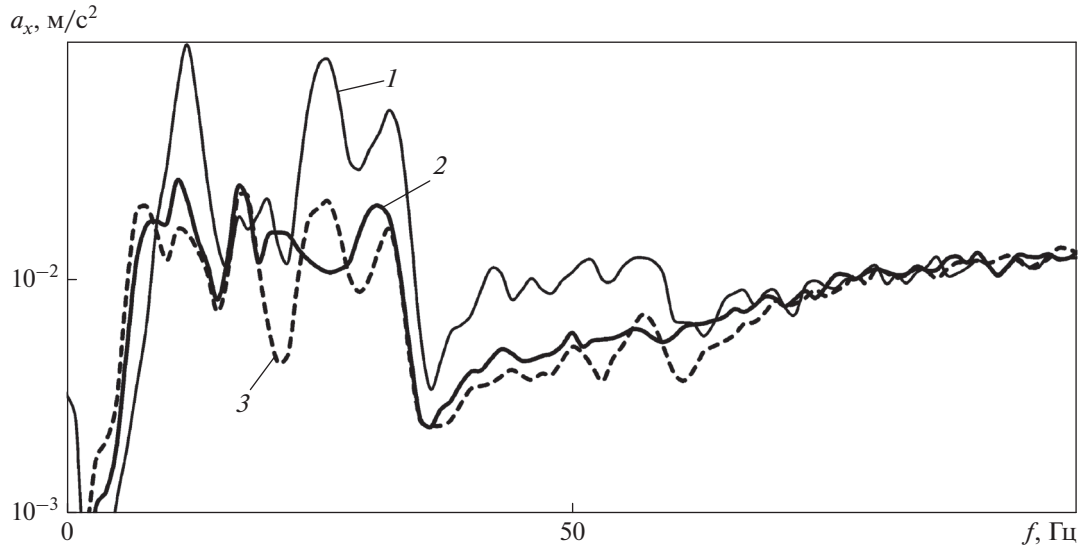


Рис. 11. Вибрация плиты в направлении  $x$  при гашении только по оси  $x$  и при совместном гашении по осям  $x, y, z$ . 1 – исходная вибрация; 2 – совместное гашение; 3 – раздельное гашение по оси  $x$

каждого из направлений подбирались для получения максимального гашения без потери устойчивости системы. На рис. 11 для сравнения показаны кривые вибрации плиты по оси  $x$  при совместном гашении вибрации по трем каналам  $x, y, z$  и при гашении только по оси  $x$ . На рис. 12, *a* приведено отношение значений вибрации при совместном и раздельном гашении в направлении  $x$ . Благодаря вспомогательной горизонтальной 0 дБ отчетливо видно, на каких частотах раздельное однокомпонентное гашение эффективнее трехкомпонентного совместного, т.е.  $\delta a_x > 0$ . На частоте 21 Гц раздельное гашение оказывается эффективнее на 10 дБ. Сравнение отношений значений вибрации при совместном и раздельном гашении в направлениях  $y$  и  $z$  (см. рис. 12, *b* и *в* соответственно) также показывает, что раздельное гашение вибрации в этом случае заметно более эффективно, чем совместное. Для выяснения причин различной эффективности способов гашения вибрации были измерены коэффициенты влияния вибрации (фактически являющиеся перекрестными связями между каналами управления по  $x, y, z$ ) при ее поочередном возбуждении в каждом из направлений  $x, y, z$  на два других направления. На рис. 13, *a* показаны виброускорения плиты в направлениях  $x, y, z$  при ее возбуждении только в направлении  $z$ , а на рис. 13, *b* – отношения ускорений вибраций по осям  $x$  и  $y$  к виброускорению по оси  $z$ .

Коэффициент поперечных чувствительностей применяемых акселерометров составлял менее 2%. Значительное взаимное влияние каналов управления по вибрации (при возбуждении по  $z$  вибрация по  $x$  и  $y$  на отдельных частотах даже превышает таковую по  $z$ ) обусловлено возбуждением попе-

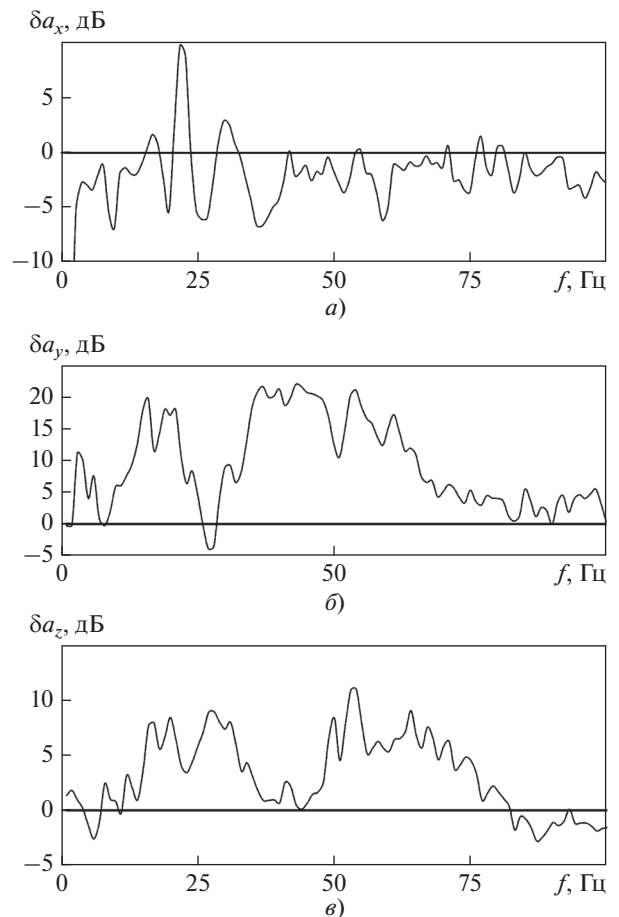
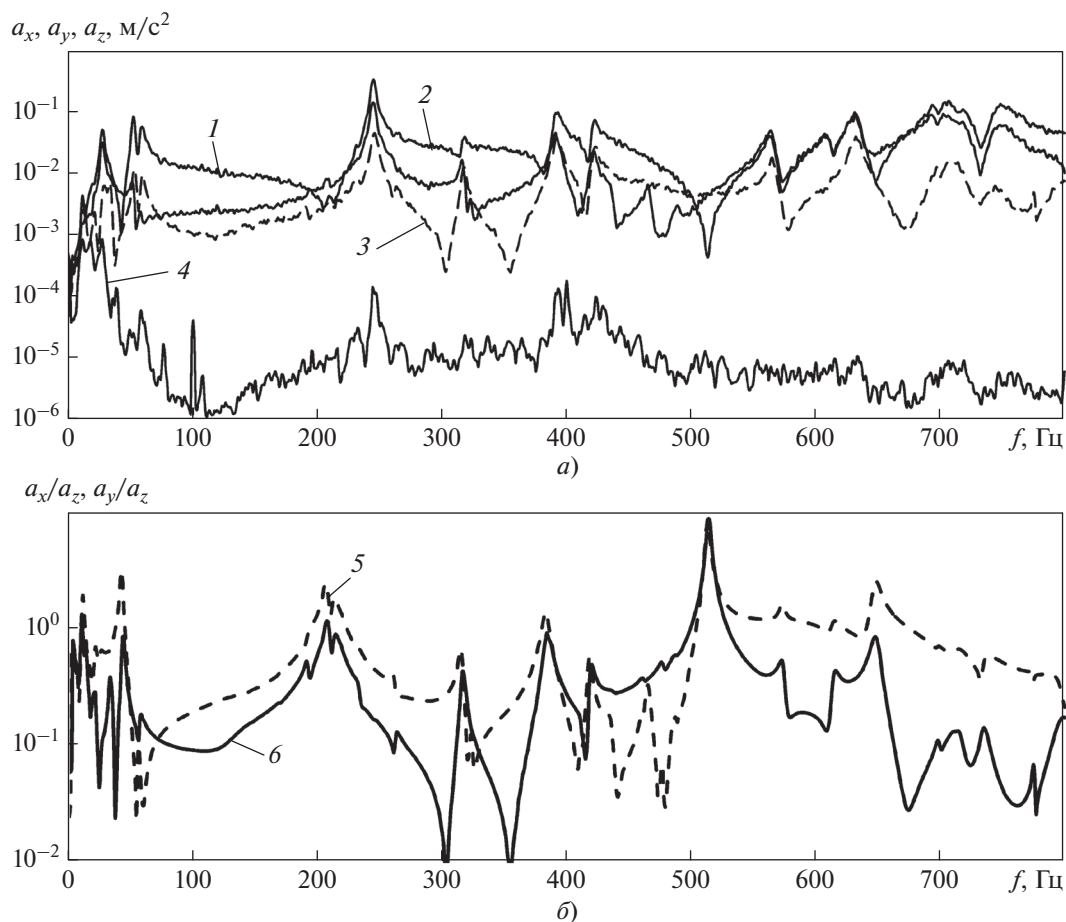


Рис. 12. Отношение значений вибрации при совместном и раздельном гашении в направлениях  $x$  (*a*),  $y$  (*b*), и  $z$  (*в*). (Вспомогательная горизонталь 0 дБ показывает, на каких частотах раздельное однокомпонентное гашение эффективнее трехкомпонентного совместного, т.е.  $\delta a_x > 0$ )



**Рис. 13.** Ускорения по осям  $x$ ,  $y$  и  $z$  верхней плиты ( $a$ ) и отношение значений ускорения по осям  $x$  и  $y$  к ускорению по оси  $z$  верхней плиты при возбуждении по  $z$  ( $б$ ).

1 –  $a_y$ ; 2 –  $a_z$ ; 3 –  $a_x$ ; 4 – помеха; 5 –  $a_y/a_z$ ; 6 –  $a_x/a_z$

речных (по двум перпендикулярным относительно оси соответствующего канала гашения) колебаний плиты на жесткости амортизации при гашении (или возбуждении) только по одной из осей. Это происходит в первую очередь из-за несовпадения центра масс системы с центром ее жесткости и особенно заметно в зоне резонансов плиты на амортизации 10–30 Гц.

Следует отметить, что, несмотря на заметное взаимное влияние каналов управления, которое, в свою очередь, влияет на эффективность (см. рис. 11–13) при активном гашении вибраций плиты, в результате пространственное гашение по трем направлениям вибраций, а следовательно, и сил, передаваемых компенсатором на фундамент, на порядок уменьшает вибрацию на резонансных частотах опорной плиты компенсатора в зоне низких частот. При оценке значимости полученных результатов активного гашения вибрации в 10 раз и более (или на 20 дБ) можно отметить следующее. Существенное уменьшение вибрации трубопровода вследствие снижения вибрации в

источнике (турбине, насосе) – задача на сегодняшний день трудноразрешимая [12]. В энергетике увеличение общей виброскорости оборудования с 4 до 7 мм/с (увеличение менее чем в 2 раза, или на 6 дБ) приводит к снижению времени его эксплуатации, а при 11 мм/с (увеличение менее чем в 3 раза, или 10 дБ) требуется останов оборудования. В то же время активные системы, установленные должным образом, позволяют снизить вибрацию трубопровода на порядок как в широком частотном диапазоне, так и на дискретных составляющих вибрации.

## ВЫВОДЫ

1. Проведенные экспериментальные и расчетные исследования показали возможность многоканального пространственного совместного активного гашения в 10 раз и более пульсаций давления, вибрационных сил и вибраций за компенсатором трубопровода с жидкостью в диапазоне частот от 10 до 500 Гц. Осуществлено активное гашение как в довольно узких полосах частот, так и широкопо-

лосное. Эта задача снижения вибраций и передаваемых вибрационных сил для компенсаторов трубопроводов с существенной связанностью пульсаций и вибраций до настоящего времени была практически не исследована, хотя она очень важна для виброизоляции оборудования по линии трубопроводов в энергетическом и транспортном машиностроении.

2. Активное гашение пульсаций давления в компенсаторе приводит к одновременному пропорциональному снижению вибрационных сил и вибраций за компенсатором. Дополнительно к гашению пульсаций (либо самостоятельно) могут быть задействованы каналы пространственного активного гашения вибрационных сил и вибраций за компенсатором. Разработанная система и алгоритмы активного гашения позволяют одновременно гасить силы, вибрации и пульсации давления для различных типов компенсаторов при произвольных частотных зависимостях исходных сигналов. Необходимо, чтобы максимальный развиваемый системой гасящий сигнал был не менее гасимого сигнала.

3. При активном пространственном многоканальном гашении вибрационных сил за компенсатором обнаружено заметное взаимное влияние каналов активного гашения вибрационных сил, которое оказывает воздействие на эффективность гашения. Расчеты показали, что это влияние обусловлено существующими перекрестными чувствительностями трехкомпонентных датчиков вибрационной силы при гашении вибрационных сил.

4. Согласно исследованиям, перекрестные чувствительности трехкомпонентных датчиков вибрационной силы могут приводить к несовпадению измеренных сил, действующих на фундамент, с их фактическими значениями при их активном гашении.

5. При активном пространственном гашении вибраций амортизированного трубопровода за компенсатором также выявлено взаимное влияние каналов активного гашения вибрации, приводящее к заметному изменению эффективности активной системы. Это обусловлено связанностью форм пространственных колебаний опоры за компенсатором, когда возбуждение вибрации и ее гашение по одной оси приводит к появлению вибраций и сил по двум другим осям.

6. Выявленные в процессе исследований особенности пространственного совместного активного гашения пульсаций давления, вибрации и динамических сил в компенсаторах трубопроводов в дальнейшем следует использовать при совершенствовании алгоритмов управления активным гашением и развитии методов расчета пульсаций и вибрационных сил, передаваемых компенсаторами с жидкостью в составе трубопровода.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кирюхин А.В., Мильман О.О., Птахин А.В.** Снижение передачи вибрации от энергетических установок активными методами // Теплоэнергетика. 2017. № 12. С. 58–66. <https://doi.org/10.1134/S0040363617120049>
2. **Экспериментальные** и расчетные исследования возможностей совершенствования виброизоляции трубопроводов энергетических установок / А.В. Кирюхин, О.О. Мильман, А.В. Птахин, И.С. Сербин, Л.Н. Сerezжин // Теплоэнергетика. 2020. № 7. С. 14–25. <https://doi.org/10.1134/S0040363620070048>
3. **Kiryukhin A.V., Milman O.O., Ptakhin A.V.** A search for the physical principles of improving the power unit pipeline expansion joint with fluid vibro-isolating properties. Ecology // Int. J. Appl. Eng. Res. 2016. V. 11. № 23. P. 11176–11183.
4. **Development** and calculation-experimental analysis of pressure pulsations and dynamic forces occurrence models in the expansion joints of pipelines with fluid / A.V. Kiryukhin, O.O. Milman, A.V. Ptakhin, L.N. Serezhin, A.V. Kondratev // Int. J. Appl. Eng. Res. 2017. V. 12. № 19. P. 8209–8216.
5. **Design** features of rubber metal compensators and numerical simulation of their stress-strain state in the hydrostatic compression / A.V. Kiryukhin, O.O. Milman, A.V. Ptakhin, G.I. Shaydurova, A.A. Shaydurov // ESM-GS – Engineering Solid Mechanics. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2017.6.001>
6. **Efficiency** of schemes of active broadband damping of vibration forces transmitted by vibration insulation to the foundation / A.V. Kiryukhin, O.O. Milman, A.V. Ptakhin, V.D. Kuprjashov // Int. J. Emerging Trends Eng. Res. 2019. V. 7. № 12. P. 733–738. <https://doi.org/10.30534/ijeter/2019/017122019>
7. **Kiryukhin A.V., Milman O.O., Ptakhin A.V.** The influence of the transverse sensitivities of vibration force sensors on the efficiency of an active vibration protection system // Int. J. Emerging Trends Eng. Res. 2020. V. 8. № 1. P. 203–207. <https://doi.org/10.30534/ijeter/2020/27812020>
8. **Передача** колебаний компенсаторами трубопроводов энергетических установок и способы ее уменьшения / А.В. Кирюхин, О.О. Мильман, Л.Н. Сerezжин, И.С. Сербин // Электрические станции. 2020. № 7. С. 41–48.
9. **Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В.** Методы активного гашения вибраций // Динамика и акустика машин. М.: Наука, 1971. С. 70–88.
10. **Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В.** Методы управляемой виброзащиты машин / отв. ред. В.И. Сергеев. М.: Наука, 1985.
11. **Новая** конструкция активных виброзащитных устройств / И.Ж. Безбах, В.А. Мелик-Шахназаров, Д.В. Софьянчук, В.И. Стрелов // Наука и образование. 2012. № 9. С. 317–324.
12. **Куменко А.И.** Организационные риски обеспечения надежности турбоагрегатов ТЭС и АЭС // Надежность и безопасность энергетики. 2020. Т. 13. № 3. С. 207–217. <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2020-13-3-207-217>

## Spatial Active Damping of Vibrations, Vibration Forces, and Pressure Fluctuations Transferred via Expansion Joints in Liquid-Filled Pipelines

A. V. Kiryukhin<sup>a, b, \*</sup>, O. O. Mil'man<sup>a, b</sup>, A. V. Ptakhin<sup>a, b</sup>, A. A. Kiryukhin<sup>c</sup>, and L. N. Serezhkin<sup>a</sup>

<sup>a</sup>*Tsiolkovsky State University, Kaluga, 248023 Russia*

<sup>b</sup>*ZAO Scientific Production and Innovation Enterprise (NPVP) Turbocon, Kaluga, 248010 Russia*

<sup>c</sup>*Rubin Central Design Bureau for Marine Engineering, St. Petersburg, 191119 Russia*

*\*e-mail: turbocon@kaluga.ru*

**Abstract**—An analysis from the results of investigation into spatial active damping of pressure fluctuations, vibrations, and vibration forces transferred from power facilities via expansion joints in their piping is presented. Vibration transfer from power facilities via piping can be several orders of magnitude greater than along the support structures. This fact should be kept in mind in designing vibration isolation of power equipment from the foundation and the environment through pipelines in the power and transport engineering, shipbuilding, and in oil and gas pipelines in pumping stations. To reduce the transfer of vibrations via a pipeline by means of vibration-isolating expansion joints, it is necessary to decrease their structural stiffness and the forces induced by fluctuations of the working fluid pressure in an expansion joint in a wide frequency band using structural or active methods. A review of the available publications has not revealed, except for the studies performed within the scope of this investigation, any analysis of the interaction between the fluid fluctuations and vibration in the expansion joints or information on reducing the transfer of vibrations and pressure fluctuations via expansion joints in liquid-carrying pipelines. The effectiveness of various multichannel spatial active vibration protection systems whose feedback circuit includes regulators in the form of standard band-pass filters has been studied experimentally. The effect that the interaction of active vibration force damping channels has on the damping efficiency, which may be caused by the cross sensitivity of three-component vibration force sensors during damping of the vibration forces, has been revealed. The active spatial vibration damping of a pipeline downstream of the expansion joint has also demonstrated the interaction of active vibration damping channels resulting in a noticeable change in the damping effectiveness. The effectiveness of the investigated options varied from 10 to 32 dB (reducing fluctuations, transfer of vibration, and forces transmission by 3–30 times) both at individual frequencies and in frequency bands in the range between 10 and 500 Hz.

**Keywords:** power facility, vibration, pressure fluctuations, vibration forces, vibration isolation, pipeline, expansion joint, active vibration protection system