

03

Результаты испытаний активной системы снижения вибрационных сил и пульсаций давления

© А.В. Кирюхин^{1,2}, О.О. Мильман^{1,2}, А.В. Птахин²,
Л.Н. Серезжин¹

¹ Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
Калуга, Россия

² Научно-производственное внедренческое предприятие „Турбоконт“,
Калуга, Россия

E-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступило в Редакцию 28 июня 2018 г.

Отмечается отсутствие в литературе данных по снижению передачи вибрации и пульсации давления через компенсаторы трубопроводов с жидкостью активными методами. Экспериментально исследован опытный образец активной системы широкополосного гашения вибрационных сил и пульсаций давления, определяющих передачу вибрации через компенсаторы трубопроводов с жидкостью. Приведены результаты испытаний активной системы с электромагнитным вибратором в качестве источника компенсирующей силы, пьезокерамическим излучателем в качестве источника компенсирующей пульсации давления и цифровым устройством управления. Получено снижение сил и пульсаций давления до 18 dB в полосе частот от 10 до 246 Hz.

DOI: 10.21883/PJTF.2018.24.47028.17443

Для снижения передачи вибрации в трубопроводах с жидкостью применяют гасители пульсаций давления и виброизолирующие вставки (компенсаторы) [1,2]. Анализ литературы показывает, что, несмотря на имеющееся большое количество работ по активному гашению вибраций, отсутствуют публикации, посвященные вопросу снижения передачи вибрации через компенсаторы трубопроводов с жидкостью, в том числе активными методами. Отсутствуют соответствующие физические и математические модели и методы расчета. Исследования авторов [2] показали, что из-за взаимодействия вибрации структуры компенсатора и пульсаций рабочей среды в нем с ростом частоты деформирования передача вибрации через компенсатор может возрастать на несколько

порядков. Это осложняет создание конструкций компенсаторов с низкой передачей вибрации и применение активных методов. Отмеченная проблема важна в транспортном и энергетическом машиностроении.

Передачу вибрации через компенсаторы можно уменьшать снижением передаваемых вибрационных сил, уменьшая структурную жесткость упругих элементов компенсатора. Можно уменьшать пульсации давления, которые порождаются работой установки и вибрацией фланцев компенсатора. На практике эффективность пассивных методов снижения вибраций и пульсаций ограничена прочностью, габаритами и параметрами рабочих процессов в установках. Дальнейшее снижение передачи вибрации может быть получено при помощи активных систем (АС) [3].

Активные системы создают компенсирующие вибрационные силы, в частности действующие на присоединенные к установке конструкции в противофазе к силам, действующим от установки. Аналогично действуют АС подавления пульсаций давления в трубопроводе [3]. АС могут работать в узких или широких полосах частот. В первом случае они гасят дискретные компоненты в спектрах вибраций, во втором снижают случайные колебания в полосе частот. В настоящей работе приведены результаты испытаний опытной широкополосной двухканальной АС с электромагнитным вибратором в качестве источника компенсирующей силы, пьезокерамическим излучателем в качестве источника компенсирующей пульсации давления и цифровым устройством управления.

Схема АС и стенда для компенсации динамической силы и пульсации давления в трубопроводе приведена на рис. 1. Стенд состоит из металлической плиты 1, установленной на датчиках вибрационной силы 2, закрепленных на фундаменте 3, трубы 4, заполненной водой. Внутренний диаметр трубы 100 мм, высота 1.25 м. Поршень 5 возбуждается электродинамическим вибратором V_p с усилителем мощности PA_p . Он создает пульсации давления P в воде, измеряемые гидрофонами 6. Действуя на верхнюю и нижнюю крышки трубы 4, пульсации давления P создают динамическую силу F_p воздействия пульсаций в трубе на плиту 1. Канал структурного возбуждения вибрации состоит из электродинамического вибратора V_v с усилителем мощности PA_v . Он создает вибрационную силу F_v , действующую на плиту 1. Сигналы возбуждения на усилители мощности подаются от генератора сигналов SG в виде широкополосного случайного сигнала (белого шума) либо синусоидального сигнала заданной частоты. Сила F_f действия вибрации плиты 1 на фундамент 3 измеряется датчиками силы 2.

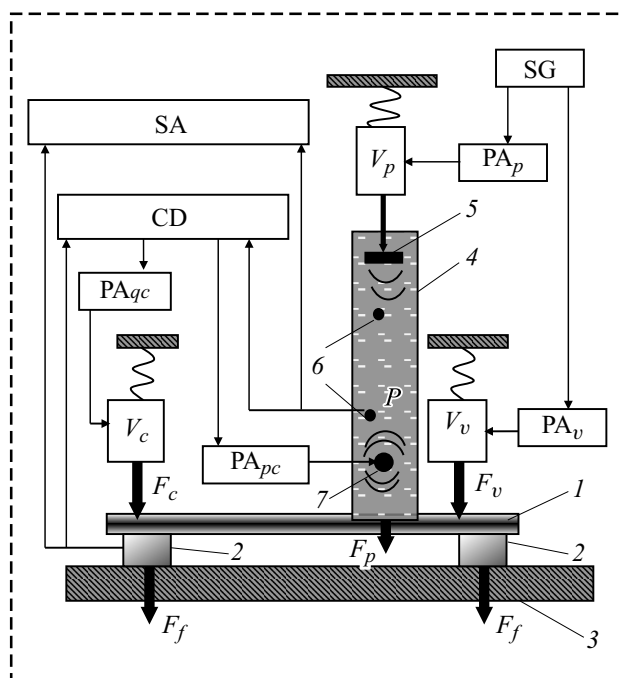


Рис. 1. Стенд опытной двухканальной АС. CD — устройство управления (control device), PA — усилитель мощности (power amplifier), V — вибратор (vibrator), SG — генератор сигналов (signal generator), SA — анализатор сигналов (signal analyzer). Индексы: *c* — компенсация (compensation), *f* — фундамент (fundament), *p* — пульсации (pulsations), *v* — вибрация (vibration), *q* — сила (force). Двойной индекс *qc* означает компенсацию силы (compensation of force) индекс *pc* — компенсацию давления (compensation of pulsations). Остальные пояснения приведены в тексте.

Вибратор V_c с усилителем мощности PA_{qc} создает компенсирующую силу F_c , которая действует на плиту 1 и уменьшает измеряемую датчиком 2 силу F_f . Сигнал на PA_{qc} и V_c формируется в системе управления CD на основе обработки сигнала от датчиков силы F_f . Все вибраторы виброизолированы от плиты 1 и фундамента 3 при помощи упругого подвеса с собственной частотой менее 1 Hz. Пьезокерамический излучатель 7 с усилителем мощности PA_{pc} создает пульсации

давления, уменьшающие пульсации, создаваемые поршнем 5. Сигнал на PA_{pc} и излучатель 7 формируется в системе управления CD на основе обработки сигнала от гидрофона 6.

В каналах компенсации силы и пульсации давления сигнал датчика обратной связи, датчика силы 2 или гидрофона 6 подается на один из входов аналого-цифрового преобразователя (АЦП) устройства управления CD. Сигнал оцифровывается и передается в процессорный модуль CD, где с использованием цифрового регулятора формируется узкополосный или широкополосный компенсирующий сигнал. Сигнал подается на цифроаналоговый преобразователь (ЦАП), где преобразуется в аналоговый. Затем сигнал нормируется с помощью программируемых усилителей и подается на соответствующий усилитель мощности. Цифровое устройство управления содержит модуль питания, модуль АЦП, процессорный модуль на базе процессора STM32F7 с ядром Cortex-M7 с тактовой частотой 216 MHz, модуль ЦАП. Достижимые частоты дискретизации системы управления до 20 kHz. Регулятор в цепи обратной связи реализован в формате переменных пространства состояния. В качестве регуляторов на этом этапе работы использовались узкополосные и широкополосные фильтры: типа „резонансное звено“ (резонатор), эллиптические, Баттерворта и Чебышева различных порядков. Установка параметров устройства управления осуществляется от ЭВМ в среде MATLAB через последовательный интерфейс RS-485 на скорости 10 Mbit/s. Контроль и обработка сигналов производились анализатором сигналов (SA) типа „Puls“ фирмы „Брюль и Кьер“.

При проведении эксперимента для каждого из исследуемых вариантов подбирались характеристики регулятора (фильтра) и максимальный коэффициент усиления в цепи обратной связи для получения максимального гашения без потери устойчивости системы. Результаты активного гашения вибрационных сил F_f под плитой представлены на рис. 2. На рис. 2, *a* показано гашение шума при его возбуждении в полосе частот 0–400 Hz двумя резонаторами на частотах 110 и 194 Hz. Уменьшение вибрационной силы в узкой полосе достигает почти порядка величины. На частотах ниже и выше полосы активного гашения возникают зоны отрицательной эффективности (рис. 2, *a–c*, 3, *b*). Они обусловлены тем, что регулятор (фильтр) на границах своей работы переворачивает фазу сигнала и вместо гашения усиливает исходный сигнал. Для повышения устойчивости и эффективности АС к широкополосным фильтрам добавлялись резонаторы. Они размещались на тех резонансных частотах, на которых наблюдался интенсивный

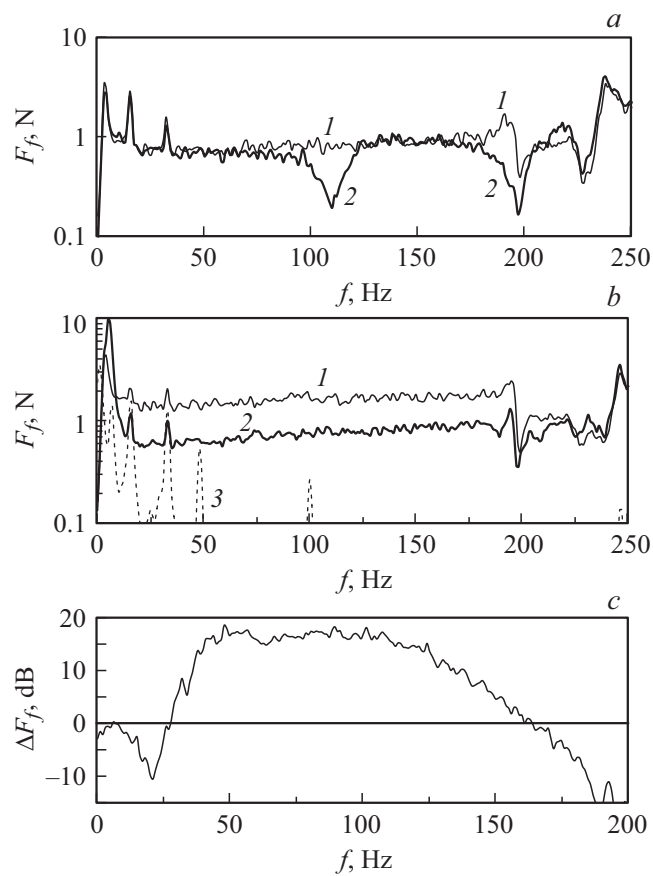


Рис. 2. Эффективность активного гашения вибрационных сил F_f под плитой при возбуждении ее случайной силой с равномерным спектром в полосе частот. 1 — сигнал на контрольном датчике до гашения, 2 — после гашения, 3 — помеха. *a* — одновременное гашение на частотах 110 и 194 Hz, фильтры типа „резонатор“; *b* — эллиптический фильтр второго порядка в полосе 10–246 Hz, резонаторы 190 и 246 Hz; *c* — эффективность варианта с эллиптическим фильтром второго порядка (полоса частот 40–120 Hz) и тремя резонаторами на частотах 165, 194 и 215 Hz.

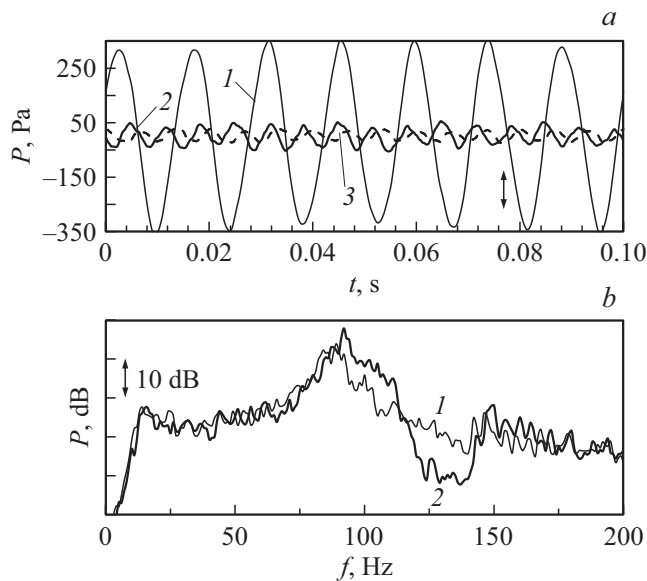


Рис. 3. Активное гашение пульсаций давления P на дне трубы. 1 — сигнал на контрольном гидрофоне до гашения, 2 — гашение, 3 — помеха. a — синусоидальный сигнал (дискретная компонента) с частотой 70 Hz; b — возбуждение равномерным спектром в полосе частот, эллиптический фильтр второго порядка в полосе 120–140 Hz.

рост при увеличении коэффициента усиления в обратной связи при приближении к границе устойчивости. Резонаторы уменьшали уровни сил и повышали демпфирование в системе. На рис. 2, b приведены результаты активного гашения F_f в полосе частот 10–246 Hz при помощи эллиптического фильтра второго порядка и двух резонаторов на частотах 190 и 246 Hz, работающих совместно. Добавление двух резонаторов на частотах 190 и 246 Hz к эллиптическому фильтру позволило увеличить среднюю эффективность с 5 dB без резонаторов до 8 dB без потери устойчивости. Максимальная эффективность АС до 18 dB при гашении вибрационных сил под плитой была получена в полосе частот 40–120 Hz с эллиптическим фильтром второго порядка и тремя резонаторами (рис. 2, c). Применение фильтра Чебышева второго рода второго порядка с тремя резонаторами показало близкую эффектив-

ность. Варианты с фильтрами более высоких порядков оказались менее эффективными по сравнению с показанными. Как видно из сравнения рис. 2, *b* и *c*, при расширении полосы гашения от 40–120 до 10–246 Hz при одинаковом типе регулятора, максимальная эффективность АС уменьшается с 18 до 8 dB.

Осциллограммы пульсаций давления P синусоидальной формы с частотой 70 Hz на дне трубы показаны на рис. 3, *a* до и после активного гашения. Исходный сигнал уменьшен на порядок. При возбуждении пульсаций давления случайным сигналом максимальное подавление при помощи резонатора составило порядок на частоте 120 Hz. Активное гашение пульсаций в полосе частот 120–140 Hz эллиптическим фильтром второго порядка на рис. 3, *b* составило 10 dB. Аналогично гашению вибрационной силы на частотах ниже и выше полосы гашения наблюдаются отрицательные эффекты.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Исследован опытный образец активной системы. Он обеспечивает снижение вибрационных сил и пульсаций давления в трубопроводе до 10 раз как на отдельных дискретных частотах, так и в достаточно широких полосах частот в диапазоне от 10 до 246 Hz.

2. Повышение эффективности АС при широкополосном гашении ограничено появлением автоколебаний в системе при увеличении коэффициентов усиления в цепи обратной связи. Это указывает на необходимость доработки алгоритма управления. Показано, что одним из способов может быть введение в него звеньев с демпфированием.

3. Дальнейшие исследования активного гашения вибрационных сил в компенсаторах трубопроводов должны быть направлены на исследование совместного гашения пульсаций и вибрационных сил и совершенствование алгоритмов управления.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (соглашение № 16-19-10292).

Список литературы

- [1] Ганиев Р.Ф. Нелинейные резонансы и катастрофы. Надежность, безопасность, бесшумность. Москва: Динамика, 2013. С. 505–542.
- [2] Kiryukhin A.V., Milman O.O., Ptakhin A.V., Serezhkin L.N., Kondratev A.V. // Int. J. Appl. Eng. Res. 2017. V. 12. N 19. P. 8209–8216.
- [3] Кирюхин А.В., Мильман О.О., Птахин А.В. // Теплоэнергетика. 2017. № 12. С. 58–66.