

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИСОЕДИНЕННЫХ РЕЗОНАТОРОВ В ГИДРОСИСТЕМАХ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ

М.В. Куклин

Представлены результаты исследований присоединенного резонатора в трубопроводной системе охлаждения теплообменника холодильной машины. Показано, что эффективность присоединенного резонатора зависит от выявления основного тракта передачи колебаний по трубопроводу. Даны рекомендации по эффективному использованию резонаторов в гидросистемах.

Ключевые слова: трубопроводная система, холодильная машина, присоединенный резонатор.

Введение

При работе судового оборудования в трубопроводных системах возникают повышенный шум и вибрация. Разрешение этих проблем – весьма сложная задача. Большое количество и различные источники колебаний в трубопроводных системах современных энергетических установок, разнообразие путей распространения колебаний в таких системах, зависимость виброакустического излучения от мощности источника вибраций и пульсаций, а также другие многочисленные факторы создают определенные трудности в проведении мероприятий по улучшению виброакустических характеристик энергетических установок.

Пути передачи колебаний, способы борьбы с шумом и вибрацией в гидросистемах

В настоящее время имеются различные конструкции, предназначенные для снижения уровня колебаний, распространяющихся по структуре (стенкам) трубопроводов (гибкие металлические шланги, сильфонные компенсаторы, резинотканевые рукава и т.д.) или в рабочей среде (жидкости) трубопроводов (глушители гидродинамического шума, емкости, шумозаглушающие решетки). Рациональное использование этих средств, а значит, эффективная борьба с шумом и вибрацией энергетических установок, могут быть лишь в случае точного выявления основного тракта передачи колебаний в гидросистеме [1], который может

быть определен с помощью присоединенных резонаторов.

Сущность такого способа заключается в следующем. При наличии в спектре вибрации шума трубопроводной системы дискретной составляющей, на частоте которой имеются интенсивные колебательные процессы, в гидросистеме необходимо установить присоединенные резонаторы, частота собственных колебаний которых равна частоте дискретной составляющей. При этом, если уровень дискретной составляющей существенно снизится (на 10 – 20 дБ и более), то основным трактом передачи колебаний будет рабочая среда [2]. В этом случае необходимо применить средства борьбы с шумом и вибрацией по тракту рабочей среды. Если после установки резонаторов уровень дискретной составляющей не изменится (или уменьшится незначительно), то основным трактом передачи колебаний будет структура (стенки) трубопровода. В этом случае необходимо использовать в системе неопорные виброизолирующие конструкции.

В работе [3] приведена информация о конструктивных схемах гасителей типа присоединенного резонатора (рис. 1, а, б). Присоединенные резонаторы могут быть выполнены в виде нескольких полостей, сообщающихся с основной магистралью трубопровода соединительными каналами различной конфигурации (рис. 1, в), а также в виде четвертьволнового типикового отвода (рис. 1, г).

Снижение виброакустической активности трубопроводных систем с жидкими рабочими средами при использовании присоединенных резонаторов будет существенным лишь в том случае, когда основным трактом передачи колебаний является тракт рабочей среды, как это, например в системе рулевой гидравлики, где основным источником пульсаций давления являются насосы переменной производительности [4].

В действительности в реальных гидросистемах источниками интенсивных пульсаций давления рабочей среды могут быть не только насосы, но и арматура, резонирующие участки труб или элементов систем и т.д.

Использование присоединенных резонаторов для диагностики путей распространения колебаний

В качестве примера рассмотрим некоторые результаты испытаний трубопроводной системы охлаждения теплообменника фреоновой холодильной машины. В этой системе присутствует интенсивная дискретная составляющая пульсаций давления на частоте 199 Гц, основным источником которой является компрессор, возбуждающий корпус холодильной машины. На корпусе расположен теплообменник. Отсюда вибрации и передаются охлаждающей жидкости.

С целью проверки возможности снижения

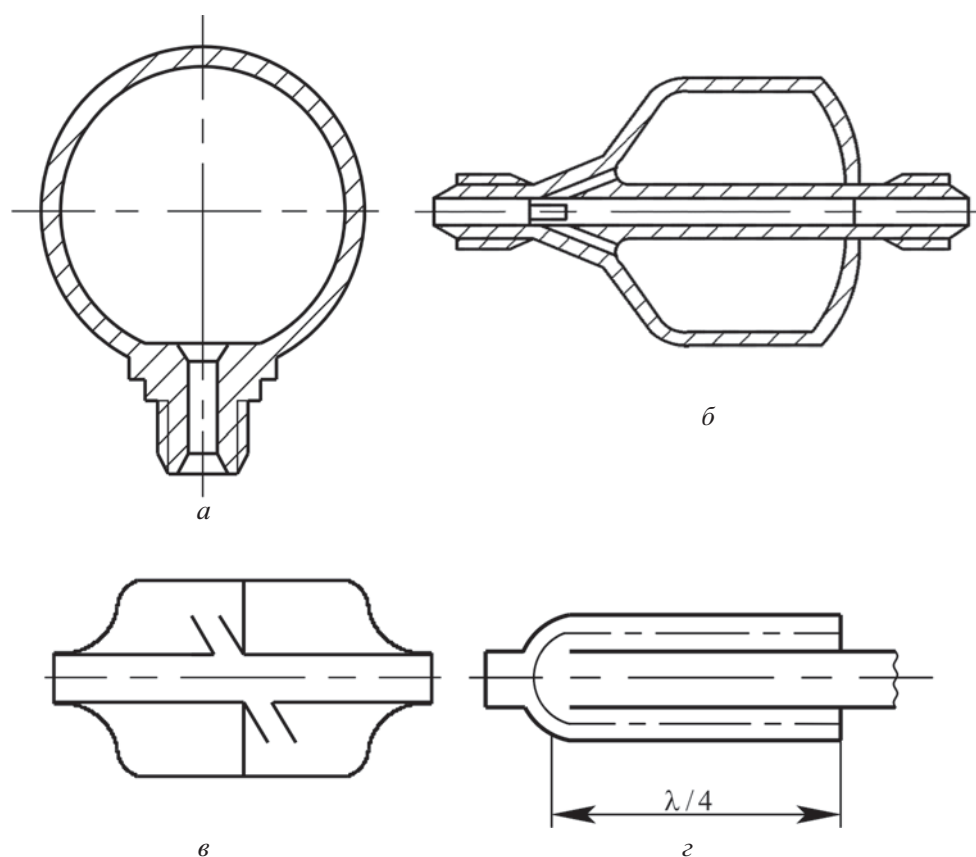


Рис. 1. Конструктивные схемы (а, б) и виды (в, г) гасителей типа присоединенного резонатора:
 λ – длина волны

Эффективность установки резонатора в систему охлаждения
теплообменника холодильной машины

Место замера	Уровни вибрации на частоте 199 Гц, дБ	
	ХМ № 1	ХМ № 2
Корпус холодильной машины	74	76
Приемный кингстон	6	13
Отливной кингстон	7	20

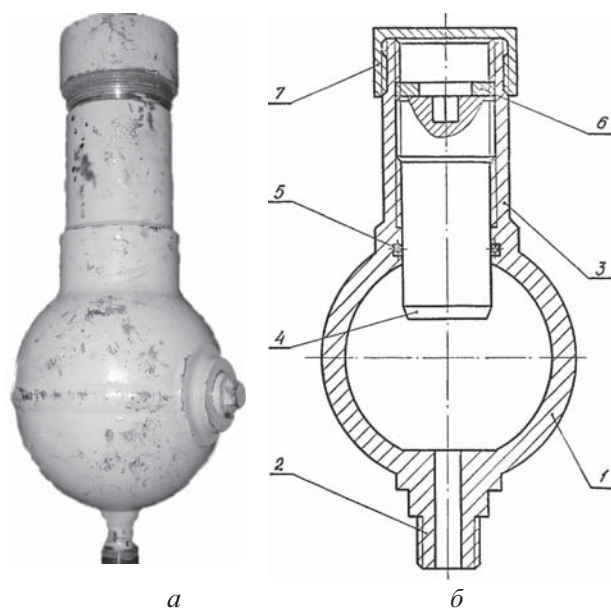


Рис. 2. Присоединенный резонатор для гашения пульсаций давления жидкости:
 а – внешний вид; б – разрез резонатора;
 1 – корпус; 2 – штуцер; 3 – хвостовик;
 4 – шток; 5 – резиновое уплотнительное кольцо;
 6 – стопорная гайка; 7 – крышка

уровня пульсаций давления на этой частоте на трубопровод охлаждающей воды с Ду100, возле теплообменника холодильной машины ХМ № 1, был установлен присоединенный резонатор, рассчитанный на частоту собственных колебаний $f_0 = 199$ Гц, а холодильная машина ХМ № 2 не была оборудована гасителем пульсаций давления (резонатором). Место для установки присоединенного резонатора определяли по максимальным уровням вибрации на трубопроводе охлаждения теплообменника холодильной машины. Регулировка объема полости резонатора (рис. 2) в определенных пределах приводит к соответствующему изменению его собственной частоты колебаний.

Частоту собственных колебаний присоединенного резонатора определяли по формуле [5]

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{Vl_3}},$$

где S – площадь поперечного сечения горла резонатора длиной l ; V – объем полости резонатора; $l_3 = l + 1,57r$ – эффективная длина горла резонатора; r – радиус горла резонатора; c – скорость распространения звука в рабочей среде.

При проведении испытаний обеспечивалось совпадение частоты собственных колебаний резонатора с частотой колебаний источника гидродинамического шума и вибрации.

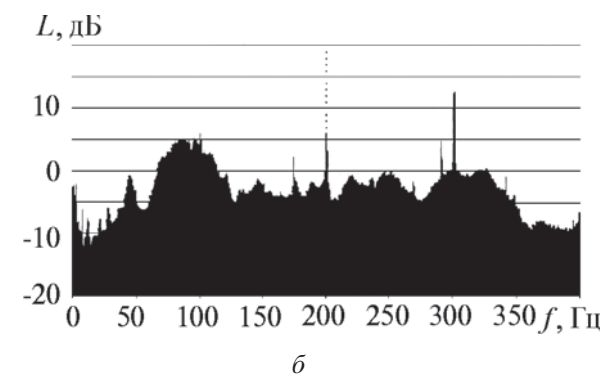
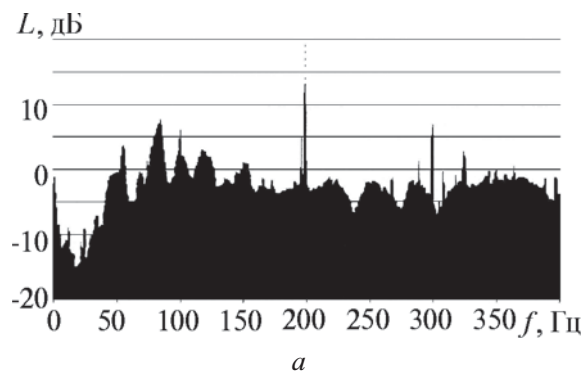


Рис. 3. Спектрограммы уровней вибрации на приемном кингстоне холодильных машин ХМ № 2 (а) и ХМ № 1 (б)

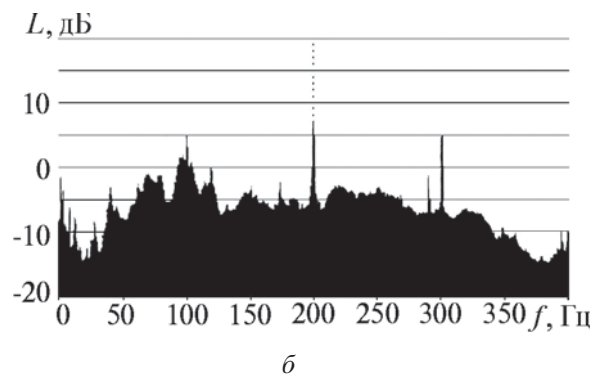
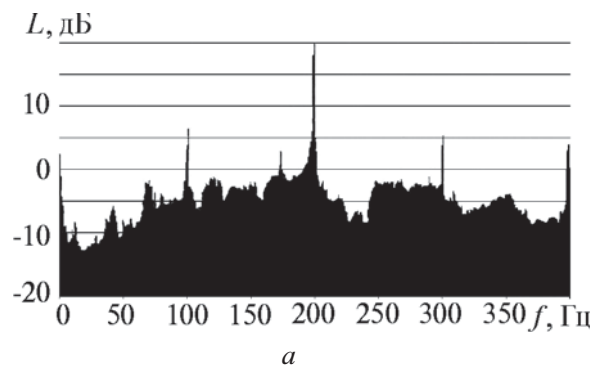


Рис. 4. Спектрограммы уровней вибрации на отливном кингстоне холодильных машин ХМ № 2 (а) и ХМ № 1 (б)

Если при установке присоединенного резонатора на трубопровод уровень дискретной составляющей не изменится или уменьшится незначительно, то резонатор необходимо демонтировать из трубопроводной системы.

Измерение уровней вибраций на приемном (рис. 3) и отливном (рис. 4) кингстонах показали, что они соответственно на 7 и 13 дБ ниже для машины ХМ № 1, на которой установлен присоединенный резонатор. Результаты испытаний приведены в таблице и подтверждают целесообразность использования в этих системах присоединенных резонаторов.

Следует отметить, что использование присоединенных резонаторов для идентификации основного тракта передачи колебаний в трубопроводной системе не требует значительных переделок этих систем и больших затрат времени и средств.

Заключение

Исследования присоединенных резонаторов в гидросистемах показали, что они являются эффективным средством снижения пульсаций давления на дискретных составляющих в жидких рабочих средах. Использование гасителей пульсаций давления, выполненных в форме присоединенных резонаторов, целесообразно в тех гидросистемах, в которых большая часть колебаний от виброактивного источника передается в систему по тракту рабочей среды. Идентификация основного тракта передачи колебаний в трубопроводных системах энергетических установок с помощью резонаторов позволит оптимально выбирать средства борьбы с шумом и вибрацией, снижать затраты на доводку этих систем и установок в целом.

На основании изложенного предлагается

следующий порядок контроля виброактивности гидросистем:

- контроль вибрации в различных точках на трубопроводе;
- оценка уровней вибрации;
- определение причины повышенной виброактивности;
- при установке присоединенного резонатора, в случае снижения уровней вибрации на трубопроводе на 10 – 20 дБ, дальнейшее снижение осуществляется с помощью гасителя пульсаций, а в случае отсутствия указанного снижения или при незначительном уменьшении уровней вибраций необходимо бороться со структурной вибрацией.

Список литературы

1. Соули Уайт. Передача энергии в системах трубопроводов в связи с борьбой с шумом // Конструирование и технология машиностроения. 1972. № 2. С. 269 – 275.
2. Горин С.В., Куклин М.В. Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 70 – 72.
3. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. – 256 с.
4. Горин С.В., Куклин М.В. Особенности использования глушителей гидродинамического шума на судах // Судостроение. 2010. № 3. С. 44 – 46.
5. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.

Материал поступил в редакцию 14.05.2011

КУКЛИН
Михаил Васильевич

Инженер физик-акустик ОАО «ПО «Севмаш». Сфера научных интересов – борьба с шумом и вибрацией элементов и систем энергетических установок. Автор пяти научных работ.

E-mail: kuklinmikhail@rambler.ru
Тел.: +7 (8184) 50-50-52