

УДК 629.78.064

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИСОЕДИНЕННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ НА ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДОВ

© 2004 Е. В. Шахматов, А. Б. Прокофьев, Г. М. Макарьянц

Самарский государственный аэрокосмический университет

Представлены результаты исследования на базе использования метода конечных элементов вибропараметров коленообразного трубопровода при его силовом возбуждении пульсациями давления рабочей жидкости для различных случаев динамических характеристик присоединенных к выходному участку гидравлических цепей. Показана существенная зависимость виброакустических характеристик трубопровода от динамической нагрузки присоединенной гидравлической подсистемы.

Эксплуатация гидравлических систем различных технических объектов всегда сопровождается наличием динамических процессов в рабочей жидкости, обусловленных, например, дискретным характером работы качающих узлов насосных агрегатов. Пульсационные процессы в жидкости определяют силовое возбуждение, действующее на элементы трубопроводных систем, которое приводит к их вибрации. Механические колебания трубопроводов снижают надежность и работоспособность систем, сопровождаются поломками и разгерметизацией. Одним из эффективных методов борьбы с данными виброакустическими нагрузками является применение гасителей колебаний давления

[1, 2]. Установка в гидравлическую систему гасителя колебаний приводит не только к уменьшению амплитуд колебаний, но и к изменению формы волны давления [2]. В то же время вопрос оценки влияния формы волны давления в жидкости на вибрационную нагруженность участков трубопроводных цепей остается открытым. В настоящей работе представлены результаты расчетного исследования влияния динамических характеристик присоединенных гидравлических цепей на вибрационные характеристики трубопроводов.

В качестве объекта исследования принят коленообразный участок трубопроводной системы, геометрические характеристики

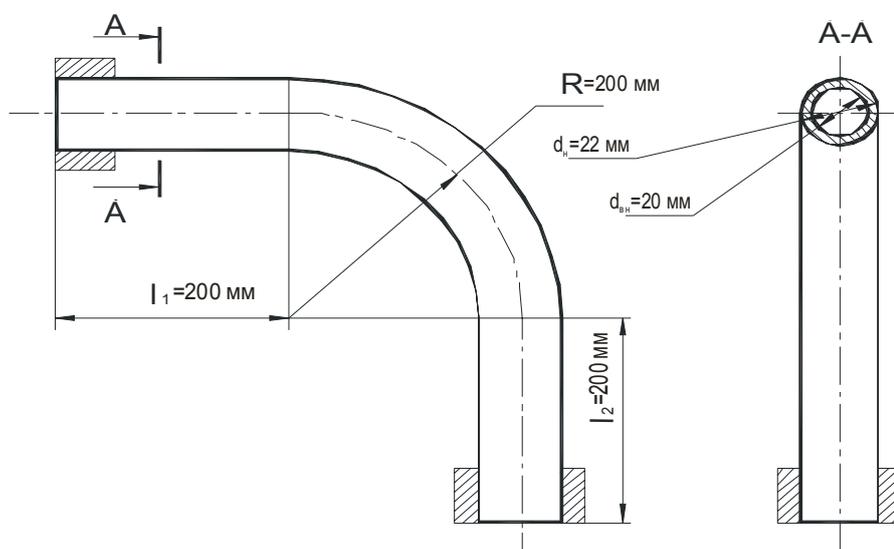


Рис. 1. Форма и основные геометрические характеристики исследуемого трубопровода

которого представлены на рис. 1. Рассматриваемая достаточно простая пространственная конфигурация трубопровода выбрана потому, что, с одной стороны, известные аналитические модели не позволяют осуществить расчет параметров его вибрации в случае силового возбуждения пульсациями давления рабочей жидкости, а с другой стороны, используемые методы моделирования могут быть проиллюстрированы на этом примере в полном объеме. В качестве основного метода моделирования использовался метод конечных элементов. Методика построения модели на базе применения программного комплекса ANSYS описана в работах [3, 4]. Основные допущения разработанной модели: линеаризация уравнений, описывающих виброакустические процессы; пренебрежение вязкими потерями в рабочей жидкости; отсутствие постоянной составляющей расхода жидкости; адиабатичность волновых процессов; постоянство массовых коэффициентов, коэффициентов демпфирования и податливости гидравлической и механической подсистем; пренебрежение эффектами теории тонких оболочек. В качестве граничных условий решаемой задачи задавались: для механической системы – условия закрепления концов трубопровода (для конкретного рассматриваемого случая – жесткая заделка); для гидравлической подсистемы – импеданс в выходном сечении, амплитуда и частота колебаний давления во входном сечении трубопровода. Внешний вид конечноэлементной модели представлен на рис. 2.

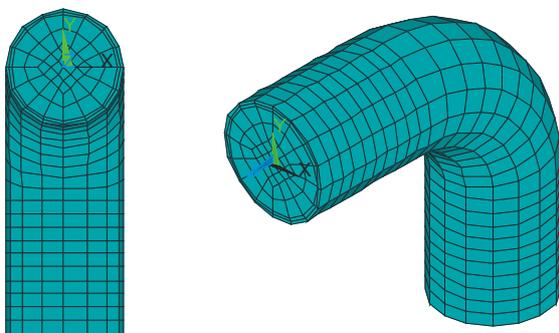


Рис. 2. Конечноэлементная модель исследуемого трубопровода

В данной работе результаты исследования вибрационных характеристик трубопровода ограничены рассмотрением двух крайних случаев динамической нагрузки выходного участка:

- акустически закрытый конец;
- нагрузка на неотражающее сопротивление.

Результаты расчета представлены в виде зависимостей распределения относительной виброскорости по длине трубопровода для различных частот и характеристики нагружения (рис. 3). Под относительной виброскоростью \bar{v} понимается отношение виброскорости в анализируемой точке к амплитуде пульсаций давления во входном сечении.

Анализ полученных зависимостей позволяет отметить следующие особенности.

1. В исследуемом диапазоне частот независимо от акустической нагрузки на выходе наблюдается тенденция увеличения максимальной относительной виброскорости с ростом частоты и приближением ее к резонансной области механической подсистемы.

2. В диапазоне частот от 50 до 200 Гц максимальное значение относительной виброскорости для случая нагрузки на неотражающее сопротивление несколько больше, чем для акустически закрытого конца. В некоторых поперечных сечениях трубопровода разница между ними достигает 50...70%. Объясняется это тем, что из-за сдвига фаз в различных точках бегущей волны на трубопровод воздействуют местные повышенные изгибающие моменты, в то время как в стоячей волне в частотной области до первого гидравлического резонанса все точки колеблются софазно и нагружение является более равномерным. Форма колебаний трубопровода для обоих случаев схожа.

3. С увеличением частоты в диапазоне от 250 до 700 Гц максимум относительной виброскорости, а также и общая виброн нагруженность в случае нагрузки на акустически закрытый конец резко возрастает по сравнению со случаем нагрузки на неотражающее сопротивление. Это связано с близостью первого гидравлического резонанса 424 Гц, когда в стоячей волне увеличивается ампли-

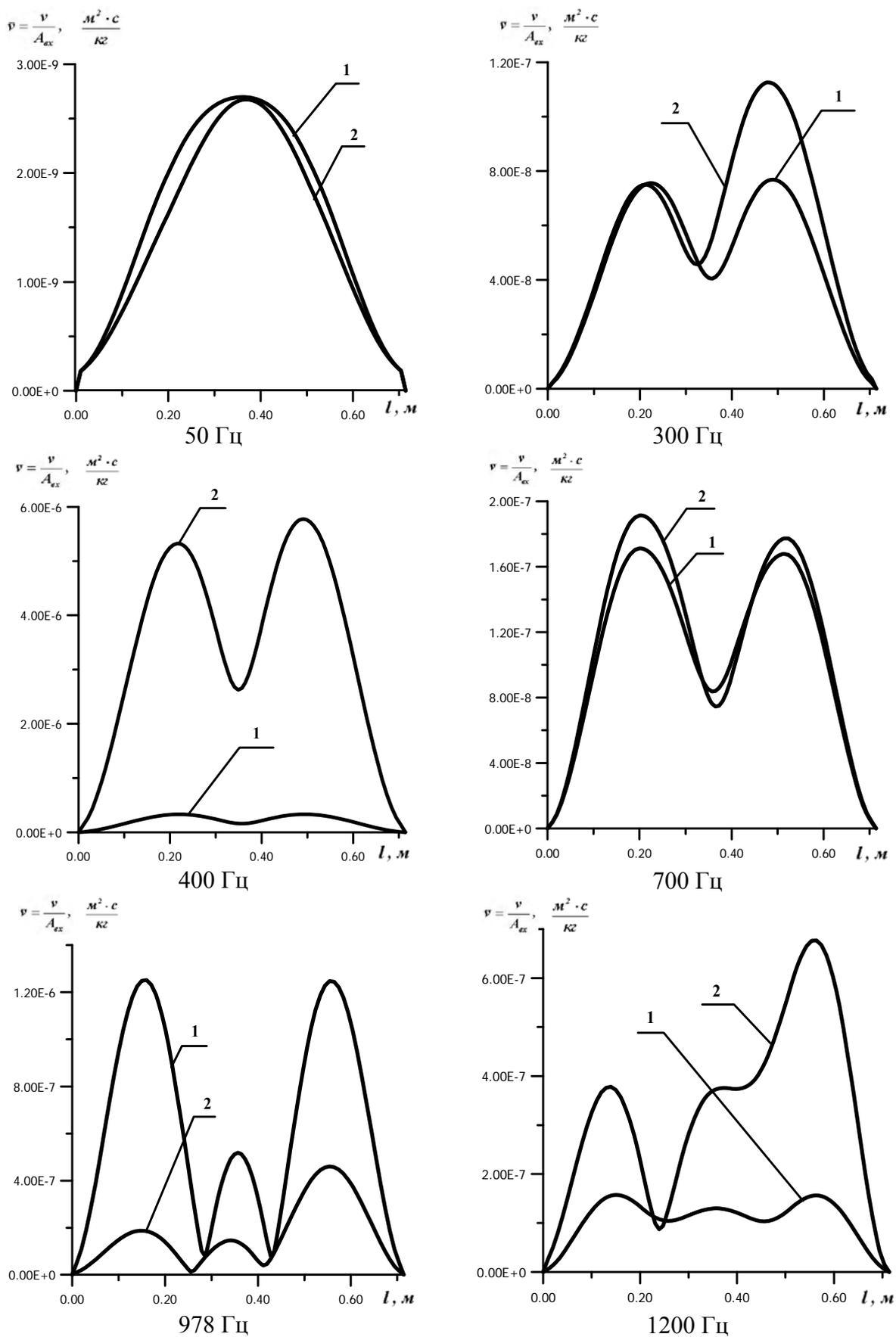


Рис. 3. Распределение относительной виброскорости по длине коленообразного трубопровода:
 1 – нагрузка на выходе – неотражающее сопротивление,
 2 – нагрузка на выходе – акустически закрытый конец

туда пучности, расположенной в сечении акустически закрытого конца.

4. В диапазоне частот от 200 Гц до частоты первого гидравлического резонанса положение глобального максимума относительной виброскорости для случая стоячей волны давления плавно перемещается от середины трубопровода к выходу с увеличением частоты возбуждения. При этом во входном участке отмечено появление двух дополнительных экстремальных точек по \bar{v} : локального минимума и максимума. С увеличением частоты возбуждения и приближением ее к гидравлическому резонансу локальный максимум перемещается в сторону входного сечения, а минимум смещается к центру. Картина распределения приобретает несимметричный характер (например частота 300 Гц, рис. 3). Похожая картина наблюдается и для бегущей волны давления. Однако в данном случае распределение носит симметричный характер относительно середины трубопровода. В частотном диапазоне выше гидравлического резонанса глобальный максимум относительной виброскорости для случая нагрузки на акустически закрытый конец перемещается с выхода на вход трубопровода. Это связано с изменением формы волны давления (рис. 4).

5. В окрестности частоты механического резонанса 977 Гц общий уровень относительной виброскорости для трубопровода с неотражающим сопротивлением на выходе больше, чем для трубопровода с акустически закрытым концом. Это связано с тем, что при одинаковой амплитуде пульсаций давления на входе в трубопровод в случае стоячей волны колебания давления по длине трубопровода несколько меньше, чем в бегущей волне – реализуется так называемый «полуволновой антирезонанс» (рис. 5).

6. В частотном диапазоне 750...1250 Гц изменяется форма вибрации и появляется второй локальный минимум относительной виброскорости.

7. В районе второго гидравлического резонанса на частоте 1270 Гц также отмечено возрастание относительной виброскорости по длине трубопровода с акустически закрытым концом и ее существенное увеличение по сравнению с трубопроводом, нагруженным на неотражающее сопротивление на выходе.

Представленные данные позволяют сформулировать следующие выводы.

- С увеличением частоты возбуждающей силы и приближением ее к резонансной области механической подсистемы возраста-

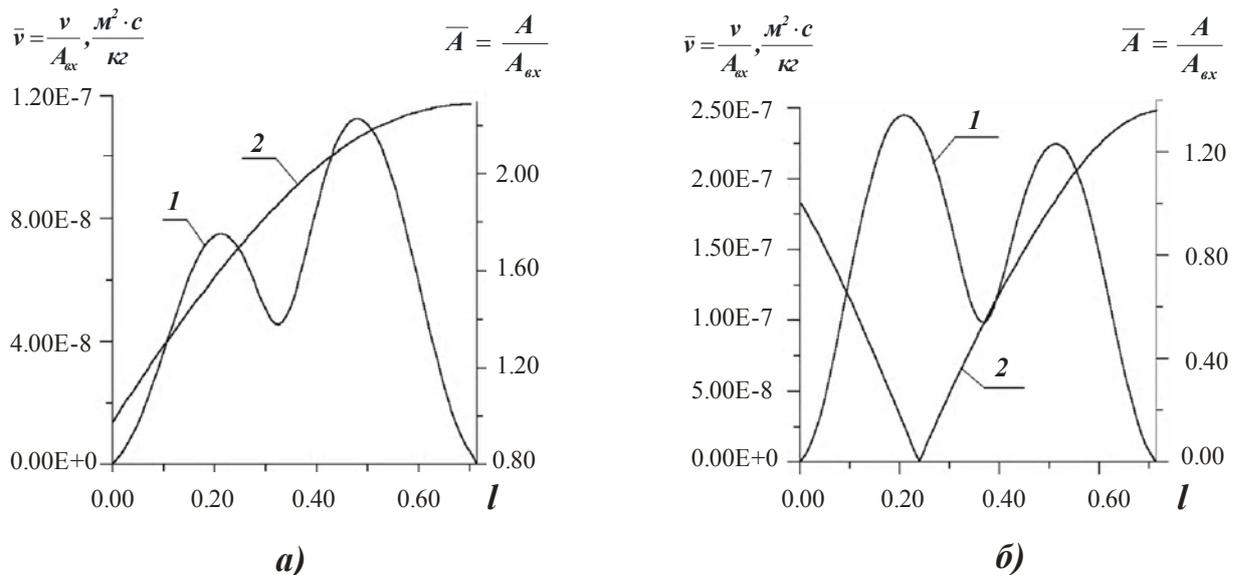


Рис. 4. Динамическая нагруженность коленообразного трубопровода при частоте пульсаций рабочей жидкости 300 Гц (а) и 650 Гц (б) для случая нагрузки на акустически закрытый конец:

1 – относительная виброскорость,
2 – относительная амплитуда пульсаций давления

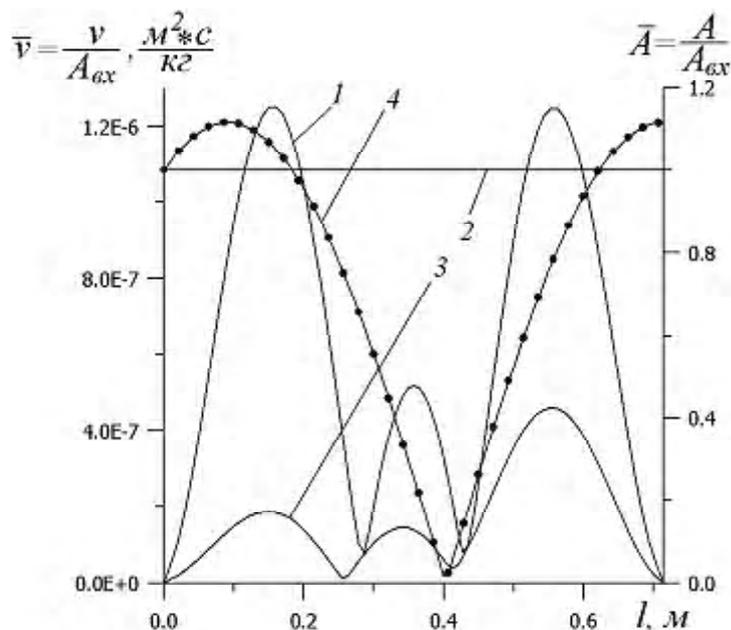


Рис. 5. Виброакустические характеристики коленообразного трубопровода при частоте пульсаций рабочей жидкости 977 Гц:

- 1 - относительная виброскорость при нагрузке на неотражающее сопротивление;
- 2 - относительная амплитуда пульсаций давления при нагрузке на неотражающее сопротивление;
- 3 - относительная виброскорость при нагрузке на акустически закрытый конец;
- 4 - относительная амплитуда пульсаций давления при нагрузке на акустически закрытый конец

ет общий уровень вибронпряженности системы. При этом изменяется форма эпюры распределения вибропараметров по длине трубопровода. С увеличением частоты увеличивается количество пучностей и узлов. При приближении к собственной частоте колебаний механической подсистемы характеристика распределения относительной виброскорости качественно повторяет собственную форму колебаний трубопровода. В межрезонансных областях распределение относительной виброскорости и формы колебаний трубопровода представляет собой взвешенную суперпозицию собственных форм колебаний механической подсистемы.

- Акустическая нагрузка на выходе трубопровода оказывает значительное влияние на его вибронгруженность. В диапазоне частот, находящихся вне зон гидравлического резонанса, максимальный уровень вибронгружения трубопровода с неотражающим акустическим сопротивлением на выходе несколько больше, чем у трубопровода с акустически закрытым концом. Однако с прибли-

жением к области гидравлического резонанса, картина меняется на прямо противоположную. Если трубопровод имеет симметричную (относительно середины) форму, то нагрузка пульсациями давления в виде бегущей волны приводит к симметричному распределению виброскорости по его длине. Для случая динамической нагрузки на акустически закрытый конец симметричность распределения виброскорости нарушается. При этом в межрезонансной области характерно смещение глобального максимума относительной виброскорости к выходу или ко входу в зависимости от эпюры распределения пульсаций давления по длине трубопровода.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования России (грант ТО2-06.8-2815), Администрации Самарской области и Американского фонда гражданских исследований и развития (CRDF Project SA-014-02) в рамках российско-американской программы «Фундаментальные исследования и высшее образование» (BRHE).

Список литературы

1. Гладких П. А., Хачатурян С. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. М.: Машгиз, 1959. – 243 с.
2. Шорин В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
3. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов // Изв. СНЦ РАН. – Самара, СНЦ РАН, 2002, Т. 4, № 2(8). С. 327-333.
4. Макарьянц Г. М., Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В. Использование численных методов при моделировании собственных колебаний трубопроводных систем // Сборник трудов третьей конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH. М.: Полигон-пресс, 2003. С. 401-408.

INFLUENCE OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF JOINED HYDRAULIC CHAINS ON VIBRATIONAL CHARACTERISTICS OF PIPELINES

© 2004 E. V. Shakhmatov, A. B. Prokofiev, G. M. Makariants

Samara State Aerospace University

The results of investigating vibrational parameters of an elbowed pipeline under force excitation by working fluid pressure pulsations using the finite element method are presented. Various cases of dynamic characteristics of hydraulic chains joined to the outlet section are taken into account. Pipeline vibroacoustic characteristics are shown to depend essentially on the dynamic load of the joined hydraulic subsystem.