

А. В. Артюхов, В. И. Санцугов, В. П. Шорин

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИИ
В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ
С АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНЫМ НАСОСОМ

Гасители пульсаций типа ответвленного резонатора рассмотрены в работе [1].

В статье приведены результаты экспериментального определения эффективности подобных гасителей. Полученные результаты сравнены с расчетными.

С целью устранения влияния на точность экспериментальных данных второстепенных факторов эффективность действия резонатора исследовалась в простейшей системе, схема которой представлена на рис. 1.

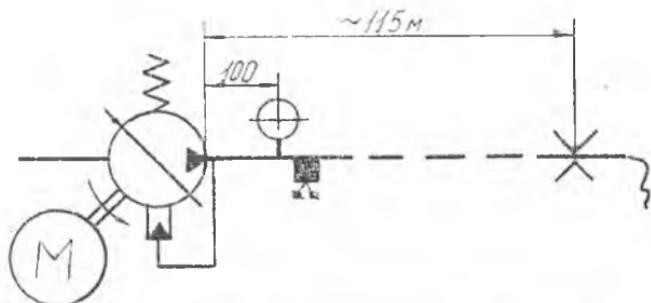


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

На выходе из насоса устанавливался цилиндрический трубопровод длиной 115 м с нагрузочным дросселем на конце, обеспечивающим расход жидкости 2 л/мин при давлении в трубопроводе 21,0 МПа. Большая протяженность трубопровода позволила реализовать режим бегущих волн и считать входной импеданс его равным волновому сопротивлению.

Эффективность сглаживания пульсаций давления оценивалась коэффициентом вносимого затухания $K_{вн}$, под которым понималось отношение соответствующих числовых характеристик, определяющих пульсационное состояние гидравлической системы, до и после введения гасителя. При этом использовались две характеристики:

амплитуда пульсаций давления на первой плунжерной частоте;

среднеквадратичное значение переменной составляющей давления в трубопроводе.

Первая характеристика позволяет судить об эффективности подавления отдельных составляющих спектра колебаний в гидравлической системе; вторая интегрально отражает пульсационное состояние гидравлической системы.

Эксперименты по определению коэффициента вносимого затухания проводились на масле АМГ-10. Давление замерялось с помощью датчика ДТ-300М на расстоянии 100 мм от выходного штуцера насоса (см. рис. 1). Схема измерительного комплекса представлена на рис. 2. Полость и горло ответ-

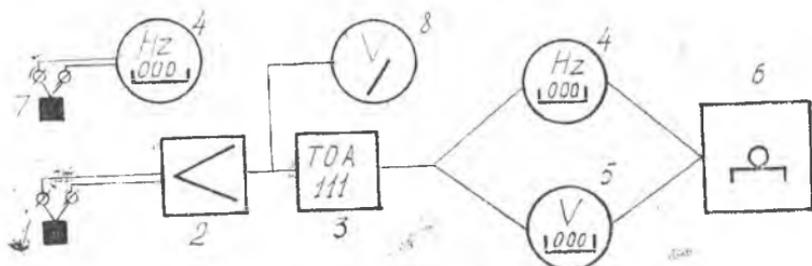


Рис. 2. Измерительный комплекс: 1 — датчик давления ДТ 300М; 2 — усилитель ПТС-78; 3 — анализатор спектра ТОА-111; 4 — электронно-счетный частотомер ЧЗ-22; 5 — цифровой вольтметр ВК-7-10А/1; 6 — цифроречитательное устройство Ф595К; 7 — датчик оборотов; 8 — вольтметр Ф563

вленного резонатора были выполнены соответственно в виде стальной сферы с приведенным объемом $V_{пр} = 326 \text{ см}^3$ и цилиндрического канала длиной $l_1 = 10 \text{ мм}$ и диаметром $d_1 = 2,24 \text{ мм}$. Схема подключения гасителя к гидравлической системе, а также его конструктивная схема изображены на рис. 1 и 3.

Результаты экспериментов по определению коэффициента вносимого затухания в трубопроводе с внутренним диаметром 10 мм представлены на рис. 4 и 5.

Для сравнения экспериментальных данных с теоретическими, полученными в соответствии с предложенной ранее методикой расчета (см. [1]), проводился расчет эффективности гасителя для первой плунжерной частоты пульсаций насоса.

Необходимые данные об импедансах насоса и трубопровода, а также о пульсационной производительности эквивалентного источника были получены расчетно-экспериментальным путем.

Импеданс трубопровода.

Потребная длина трубопровода, реализующего режим бегущих волн, определялась из условия десятикратного затухания амплитуды давления на конце трубопровода при частотах 100 Гц и выше. Величина затухания контролировалась датчиками давления на входе трубопровода и на выходе из него. Измерение входного импеданса такого трубопровода проводилось по методике, изложенной в работе [2]. На входе в трубопровод генерировались синусоидальные

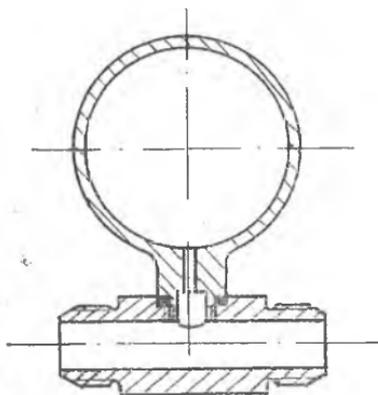


Рис. 3. Конструктивная схема гасителя пульсаций

колебания с амплитудой давления до 2,0 МПа в диапазоне частот от 100 до 500 Гц.

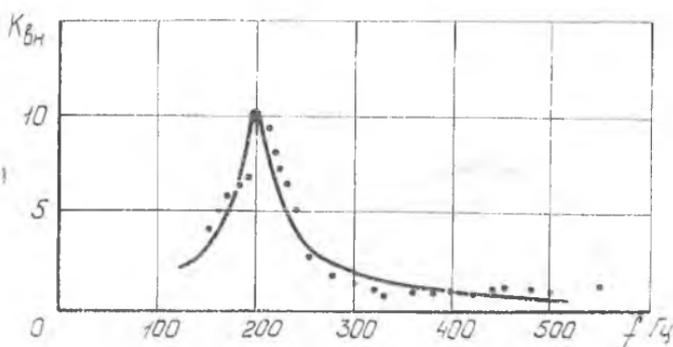


Рис. 4. Эффективность гасителя по первой плунжерной частоте колебаний

На рис. 6 представлена зависимость модуля входного импеданса трубопровода внутренним диаметром $d_y = 10$ мм от частоты. Аргумент импеданса (в пределах точности экспериментов) равен нулю.

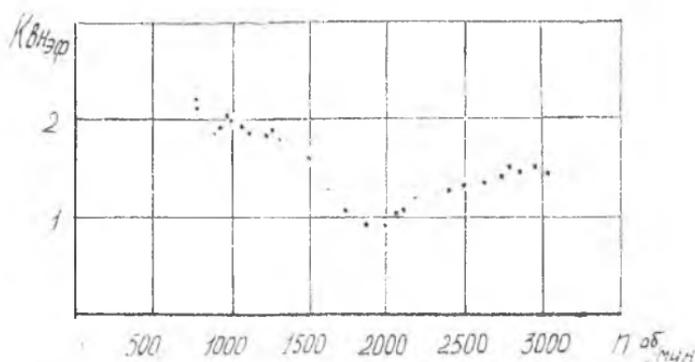


Рис. 5. Коэффициент вносимого затухания по эффективному значению пульсаций давления

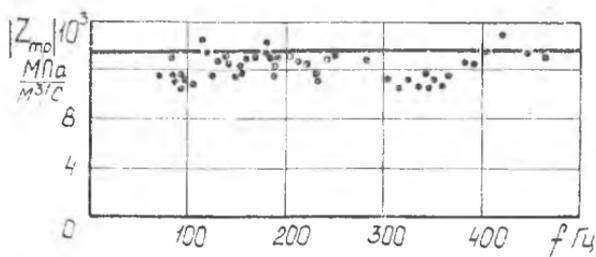


Рис. 6. Зависимость модуля входного импеданса трубопровода ($d_y = 10$ мм, $l = 115$ м) от частоты колебаний

Полученные результаты свидетельствуют о том, что входной импеданс трубопровода близок к его волновому сопротивлению и может быть рассчитан по соотношению

$$Z_{вн} = Z_{в} = \frac{\rho a}{S_{тр}}, \quad (1)$$

где ρ — плотность жидкости; a — скорость распространения возмущений; $S_{тр}$ — площадь поперечного сечения трубопровода.

Импеданс насоса. Импеданс насоса определялся на основе предварительных экспериментов, в ходе которых измерялось давление за насосом на входе в трубопроводы диаметрами 6 и 10 мм при длинах, обеспечивающих равенство входных импедансов волновым сопротивлениям.

Эксперименты показали, что аксиально-плунжерный насос с клапанным распределением генерирует сложный полигармонический сигнал, в котором можно выделить:

- низкочастотную пульсацию роторной частоты (рис. 7, а);
- пульсацию плунжерной частоты (рис. 7, б);
- пульсацию с двойной плунжерной частотой (рис. 7, в);
- пульсацию с тройной плунжерной частотой (рис. 7, г);
- высокочастотную пульсацию с частотой 3—3,5 кГц и амплитудой 0,07—0,09 МПа (в трубе $d_y = 10$ мм), практически не зависящую от режима работы насоса.

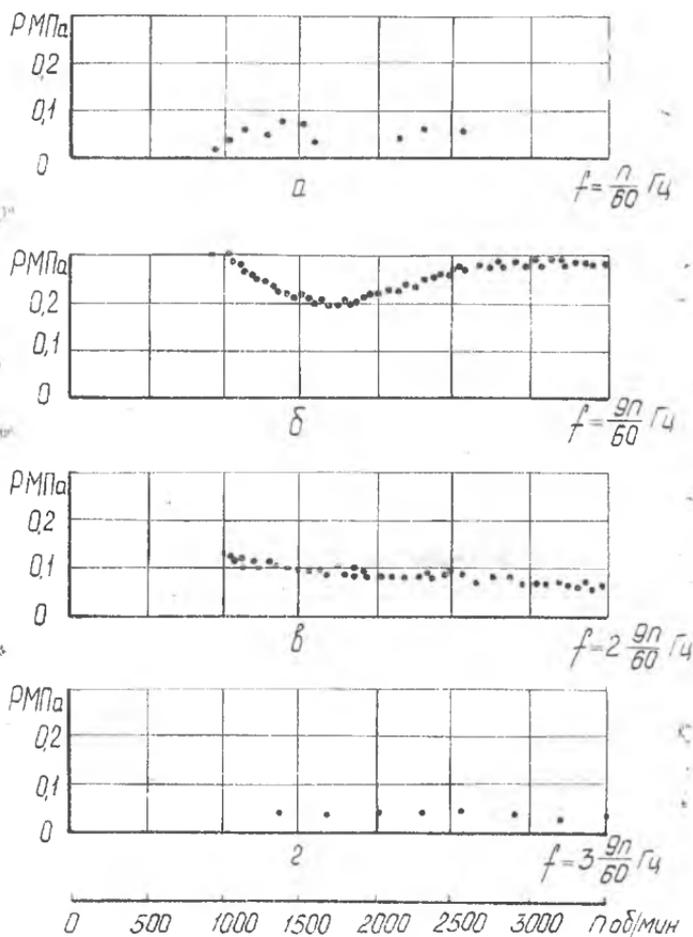


Рис. 7. Амплитуды спектральных составляющих пульсаций давления, генерируемых насосом

Спектр пульсаций, генерируемый насосом, оставался одинаковым для трубопроводов с диаметрами 6 и 10 мм и, следовательно, в первом приближении насос можно рассматривать как независимый источник колебаний.

На основе проведенных экспериментов была определена расчетная модель насоса как источника пульсаций, акустический и электрический аналоги которой представлены на рис. 8.

Без учета утечек в кольцевом зазоре между плунжерами и гильзами качающий узел рассматривался как идеальный источник расхода Q . Кольцевая полость над плунжерами была представлена сосредоточенной упругостью C объема полости $V_{пр}$, а проточные каналы от полости до среза выходного штуцера — цилиндрическим трубопроводом с индуктивностью $L = \frac{\rho l_{тр}}{S_{тр}}$. Диаметр трубо-

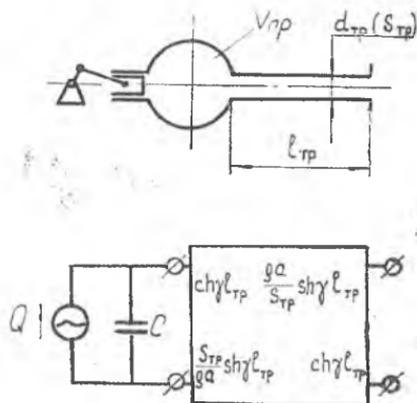


Рис. 8. Расчетная модель насоса как источника пульсаций

провода выбирался равным диаметру выходной магистрали, длина трубопровода определялась из условия равенства его индуктивности сумме индуктивностей внутренних каналов насоса.

Поскольку гаситель устанавливался на некотором расстоянии от насоса, а характеристики источника пульсаций в соответствии с методикой расчета должны определяться относительно сечения установки гасителя, длина трубопровода увеличивалась на величину расстояния от насоса до гасителя пульсаций.

Активные потери давления внутри насоса и в трубопроводе считались пренебрежимо малыми. Величина приведенного объема кольцевой полости определялась экспериментально с учетом податливости стенок корпуса насоса. Оказалось, что это значение объема $V_{пр}$ в 3,4 раза превосходит величину геометрического объема, что объясняется податливостью корпуса насоса, изготавливаемого из алюминиевого сплава, и наличием резиновых уплотнительных колец.

В соответствии с принятой расчетной моделью было получено аналитическое выражение для определения импеданса насоса относительно сечения установки гасителя:

$$Z_{\text{вст}} = \frac{\cos \frac{\omega l_{\text{тр}}}{a} - \frac{Z_{\text{в}}}{|Z_{\text{п}}|} \sin \frac{\omega l_{\text{тр}}}{a}}{i \left(\frac{1}{Z_{\text{в}}} \sin \frac{\omega l_{\text{тр}}}{a} + \frac{1}{|Z_{\text{п}}|} \cos \frac{\omega l_{\text{тр}}}{a} \right)}, \quad (2)$$

где ω — частота; $l_{\text{тр}}$ — длина трубопровода; $|Z_{\text{п}}| = \frac{\rho a^2}{\omega V_{\text{пр}}}$ — модуль импеданса кольцевой полости насоса.

Результаты расчета модуля импеданса представлены на рис. 9. Аргумент импеданса насоса, согласно выражению (2), равен $\pm \frac{\pi}{2}$.

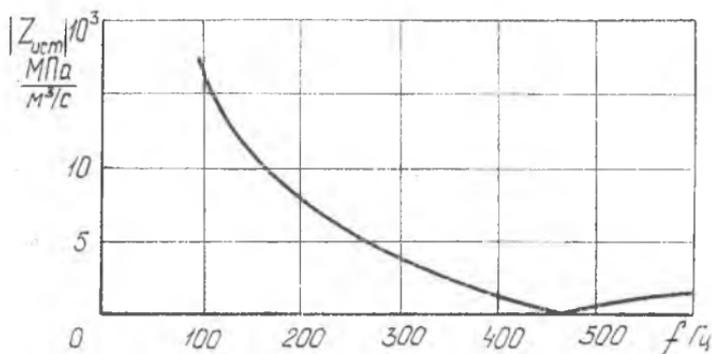


Рис. 9. Внутренний импеданс насоса

Пульсационная производительность Q эквивалентного источника колебаний определялась с учетом измеренной амплитуды первой гармоники давления P при снятом гасителе пульсаций по формуле

$$Q = \frac{P}{Z_{\text{в}}} \sqrt{\left(\frac{Z_{\text{в}}}{Z_{\text{вст}}} \right)^2 + 1}.$$

При известных импедансах источника пульсаций гидравлической системы и пульсационной производительности источника колебаний расчет эффективности гасителя производился по методике, изложенной в работе [1]. Результаты расчета показаны сплошной линией на рис. 4.

Выводы

1. Показатель эффективности действия гасителей пульсаций в гидравлической системе с аксиально-плунжерным насосом в основном определяется числовой характеристикой, выбранной для оценки пульсационного состояния системы.
2. Применение гасителей пульсаций, выполненных по схеме ответвленного резонатора, наиболее эффективно для подавления отдельных составляющих спектра колебаний.
3. Результаты расчетов по определению эффективности гасителей пульсаций с достаточной степенью точности согласуются с экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шорин В. П., Санчугов В. И. Расчет и проектирование ответвленного резонатора как гасителя колебаний рабочей среды трубопроводных систем. В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов», вып. 2. КуАИ, 1975.

2. Старобинский Р. И. Об одном методе определения перемещенной составляющей массового расхода жидкости в трубопроводе. В сб.: «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов», вып. 36. КуАИ, 1969.

УДК 621.822.5

А. И. Белоусов, Ю. А. Равикович

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ, АВТОКОЛЕБАНИИ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИИ РОТОРОВ НА ГИБРИДНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Подшипники жидкостного трения, применяемые в качестве опор роторов, могут служить источником вредных вибраций. Несмотря на то, что гидростатические подшипники (ГСП) относятся к одному из наиболее виброустойчивых типов опор жидкостного трения [1], вопросы динамики высокоскоростных роторов на таких опорах весьма актуальны и требуют дальнейшей разработки.

Сложность задач динамики роторов на ГСП заключается в необходимости совместного решения задач гидродинамики