

УДК 621.65

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВОЗБУЖДЕНИЯ И ПОДАВЛЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

© 2011 Г.О. Белов¹, А.Н. Головин¹, А.Н. Крючков², Л.В. Родионов¹, Е.В. Шахматов¹

¹ Самарский государственный аэрокосмический университет

² Институт акустики машин, Самара

Поступила в редакцию 28.10.2010

Рассматриваются вопросы возникновения и устранения пульсаций рабочей среды и гидродинамического шума в гидравлических системах. Предложены средства снижения колебаний давления, обеспечивающие также требуемый уровень шума гидродинамического происхождения.

Ключевые слова: гидродинамический шум, колебания давления, клапан, гидростенд, виброакустические характеристики, критерий Струхалея.

Снижение колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах в настоящее время является очень важной и актуальной задачей на многих объектах. Это и морские суда, энергетические и химические производственные предприятия, многие другие объекты, использующие трубопроводные системы. Потребность в устройствах подавления пульсаций рабочей среды и ГДШ в трубопроводных системах обусловлена, с одной стороны, необходимостью обеспечения работоспособности систем при значительных уровнях колебаний давления и, с другой, в связи с ужесточением норм по уровню шума. Последний фактор связан со значительным вкладом в общий шум акустического излучения именно трубопроводных систем. В связи с этим разработка новых эффективных гасителей колебаний и шума в трубопроводных системах является актуальной научно-технической проблемой.

Актуальность исследований особенностей возбуждения и подавления пульсаций давления и ГДШ подтверждается многочисленными конкретными техническими проблемами разработ-
Белов Глеб Олегович, аспирант кафедры «Автоматические системы энергетических установок».
E-mail: glebbelov@mail.ru

Головин Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент, начальник отдела информационного обеспечения. E-mail: nti@ssau.ru.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматические системы энергетических установок», директор Института акустики машин E-mail: kan@ssau.ru.

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Автоматические системы энергетических установок». E-mail: rl63@bk.ru.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, ректор, заведующий кафедрой «Автоматические системы энергетических установок».
E-mail: iam@ssau.ru

ки и доводки гидравлических систем различных объектов. Так, например, при создании компонентов гидравлических судовых систем проводятся исследование и доводка виброакустических характеристик (ВАХ) устройств. Важной проблемой при этом является корректное определение ВАХ в условиях значительных акустических и гидродинамических помех, возбуждаемых различным стендовым оборудованием. Укрупненная схема стенда по исследованию ВАХ вышеуказанных агрегатов представлена на рис. 1. Стенд состоит из бака 1 с рабочей жидкостью, манометров 2 и 4, центробежного насоса 3, обеспечивающего давление в напорной магистрали до 5 МПа и расход до 0,025 м³/с, предохранительного клапана 7, регулируемого дросселя 8, управляющего режимами испытаний, датчиков пульсаций давления 6 и 10 на входе и выходе испытуемого агрегата, датчика расхода 9, соединительных трубопроводов.

При испытаниях требуемые режимы устанавливаются как за счет изменения частоты вращения мотора насоса 3, так и за счет дросселя 8. ВАХ испытуемого агрегата (который должен располагаться на измерительном участке) определяются по пульсациям давления до и после агрегата. Процесс определения собственных ВАХ испытуемых агрегатов весьма затрудняется вследствие наличия значительного фона акустических и гидродинамических помех. Так, интенсивные акустические возмущения в стендовую систему вносит насосный агрегат 3, возбуждающий целый ряд дискретных составляющих на роторных и лопастных гармониках. Широкополосный гидродинамический фон обусловлен работой клапанов и потоками рабочей среды в магистралях стенда. Спектрограммы относительного уровня помех на входе в объект испытаний показан на рис. 2. Из рисунка видно, что спектр колебаний включает

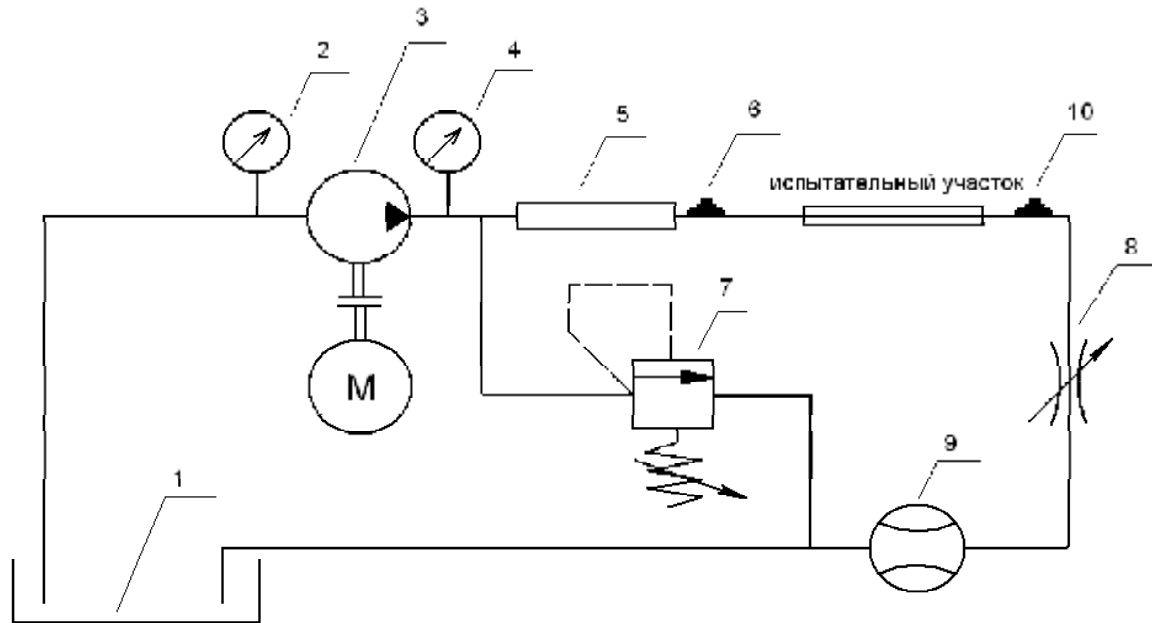


Рис. 1. Схема испытательного стенда:

1 – бак с рабочей жидкостью; 2 – манометр; 3 – центробежный насос; 4 – манометр; 5 – гаситель колебаний; 6 – датчик пульсаций давления; 7 – предохранительный клапан; 8 – регулируемый дроссель; 9 – датчик расхода; 10 – датчик пульсаций давления

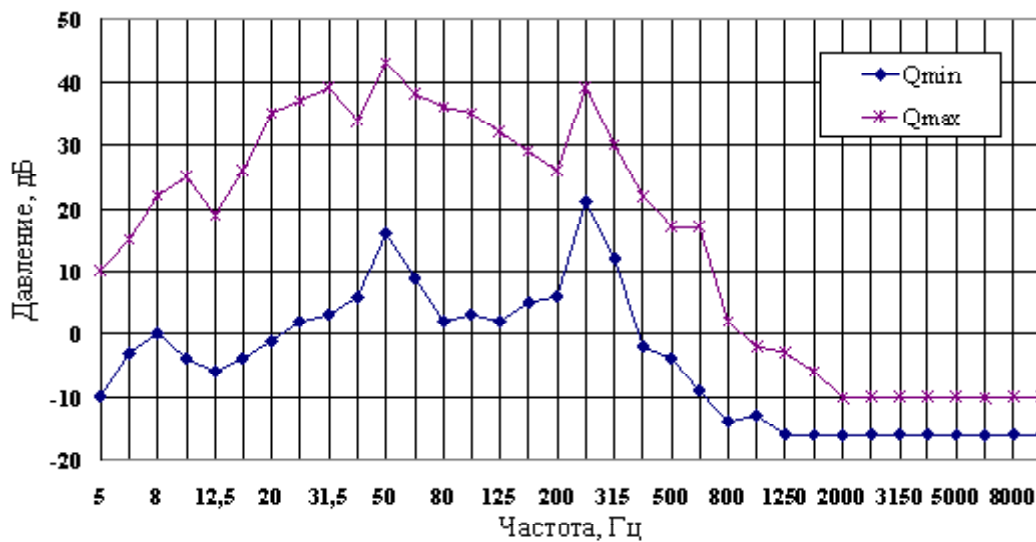


Рис. 2. Спектр относительного уровня пульсаций давления L_p (дБ) жидкости на входе в испытуемый агрегат при максимальном расходе Q_{MAX} (1) и минимальном расходе Q_{MIN} (2)

широкополосную шумовую составляющую в диапазоне частот 5...500 Гц и дискретные гармоники насоса (роторная и лопастная) с частотами 50 и 250 Гц. Интенсивность пульсационной помехи значительно (на 5...7 дБ) превышает требуемый уровень, необходимый для корректного определения собственных ВАХ объекта испытаний.

Указанная проблема может быть устранена за счет установки в стендовую магистраль перед испытуемым агрегатом специального гасителя колебаний 5, к которому предъявляются требования по подавлению как дискретных акустических составляющих спектра помехи, так и широкополосного гидродинамического шума. В целях разра-

ботки более эффективного подобного устройства рассмотрим кратко основные особенности возбуждения пульсаций давления и гидродинамического шума в гидравлических системах.

Исследование различных источников возбуждения колебаний давления в гидравлических системах показало разные гидродинамические механизмы их реализации. Так при генерации пульсаций давления насосными агрегатами (прежде всего объемного типа) наиболее полно создаются условия возбуждения акустических возмущений. Это выражается в реализации значительных градиентов давления как при заполнении рабочих камер насоса в линии всасывания,

так и при их вытеснении в линии нагнетания. Вследствие этого, а также из-за значительной скорости изменения давления на входе и выходе насоса в данных местах возникают импульсы сжатия и разрежения рабочей среды, распространяющиеся в виде акустических волн. Характерные спектры пульсаций давления на выходе шестеренных насосов показаны на рис. 3.

С учетом вышесказанного, согласно [3], насос как генератор колебаний может быть представлен в виде эквивалентного источника полигармонических колебаний расхода или давления (рис. 4). В математических моделях насос может быть описан в виде источника высокочастотных колебаний расхода:

$$q_u = \sum_{r=1}^{r=R} q_u^{(r)} e^{j\omega_r t}, \quad q_u^{(r)} = q^{(r)} + \frac{p^{(r)}}{Z_u^{(r)}},$$

$$r = 1, 2, \dots, R,$$

где Z – импеданс; R – количество рассматриваемых гармоник.

Похожие колебательные процессы генерируют поршневые и плунжерные насосы, возбуждающие пульсации давления аналогичного спектрального вида. На нерасчетных режимах работы, например, при кавитации, в спектре возбуждаемых пульсаций возможно возникновение широкополосной шумовой составляющей. С учетом кавитационного шума во всасывающей магистрали насос как источник пульсаций может описываться зависимостью

$$P_{ax}(t) = P_{ax0} + \sum_{i=1}^n A_{pi} \sin(i\omega t + \varphi_i) + \mathbf{III}(t),$$

где P_{ax0} – статическая составляющая давления; A_{pi} , φ_i – амплитуды и фазы дискретных «зубцовых» составляющих колебаний давления; ω –

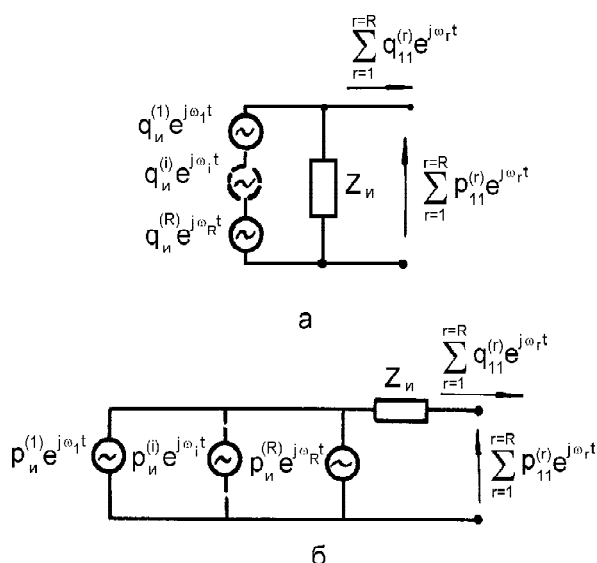


Рис. 4. Модели насоса как эквивалентного источника колебаний расхода (а) и давления (б)

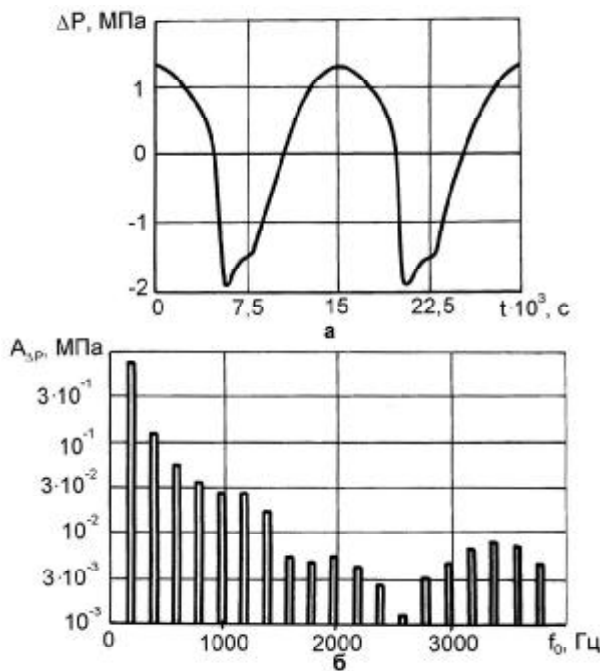


Рис. 3. Характерный вид пульсаций давлений нагнетания (а) и спектр (б) шестеренного насоса

частота зацепления зубьев насоса; $i = 1, \dots, n$ номера значимых гармоник в спектре колебаний; $\mathbf{III}(t)$ – «шумовая» составляющая колебаний давления, обусловленная наличием кавитационных процессов.

Аналогичные процессы возбуждения пульсаций происходят и в лопастных насосах, однако в них градиенты и скорости изменения давления как правило ниже, однако выше окружные скорости движения лопастей, поэтому доля гидродинамического шума весьма значительна (см. спектрограммы на рис. 2).

Возбуждение колебаний гидродинамического происхождения (турбулентных, вихревых) т.е. псевдозвуковых может происходить при значительных скоростях потока рабочей среды. Для оценки интенсивности гидродинамических колебаний рабочих сред и их сравнения с интенсивностью упругих составляющих можно воспользоваться критериями подобия потоков рабочих сред: Рейнольда Re , Струхала Sh , Эйлера Eu и других. Псевдозвуковые давления локализованы преимущественно внутри турбулентного потока, в то время как звуковые колебания распространяются на большие расстояния. В системах при течении газовых и жидкостных рабочих сред возникает вихревой шум, пульсации в пограничном слое, колебания от неоднородности потока, пульсации в вихревых зонах, шум вращения и шум турбулентного смешения. Характерный вид спектрограммы турбулентного шума показан на рис. 5, при этом незначительные локальные пики соответствуют насосным гармоникам. Максимум спектра ГДШ соответствует характерной частоте, определяемой

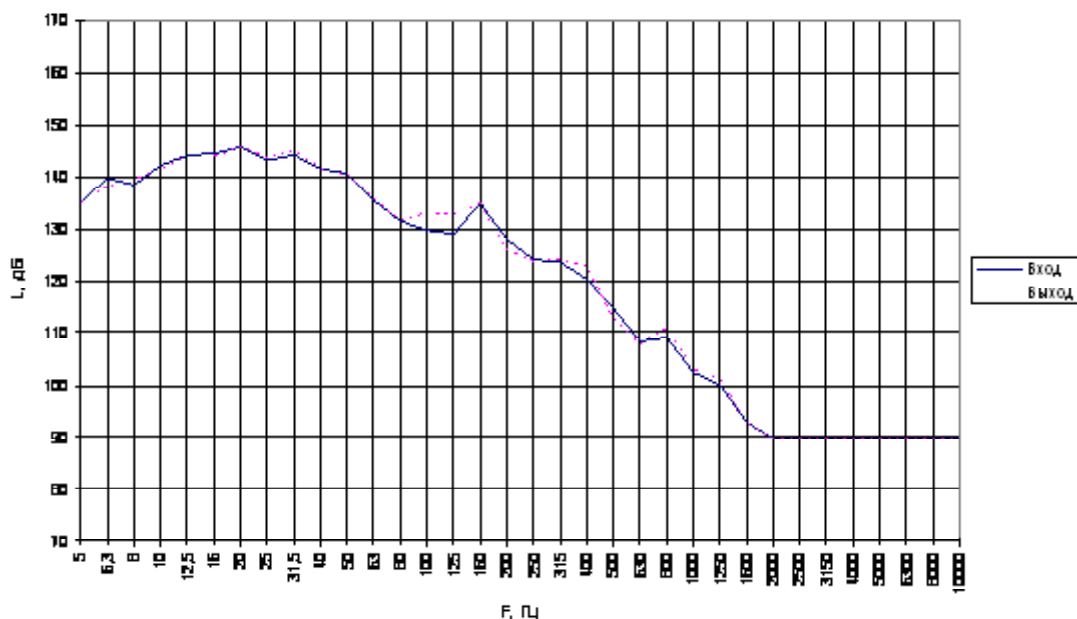


Рис. 5. Спектрограмма ГДШ в стендовой установке (рис.1) при давлении 2 МПа и расходе 0,023 м³/с

при помощи критерия Струхалия:

$$f_{cp} = \frac{Sh \cdot U}{d}$$

где d – характерный размер (например, диаметр трубы), $Sh \approx 0,2$ – число Струхалия, относительно постоянное до числа Рейнольдса $Re = 10^6$, U – скорость потока.

Исследование эффективности устройств подавления пульсаций давления и ГДШ в гидравлических системах проводилось на аналогичной стендовой установке СГАУ, построенной по схеме, приведенной на рис. 1. Основным отличием этой установки является то, что источником гидромеханических колебаний стендовой установки является шестеренный насосный агрегат. Устанавливаемый в системе гаситель колебаний должен не только снижать пульсации давления, возбуждаемые насосом, но также обладать минимальным собственным шумом, не превышающим ГДШ других источников: насоса и запорного клапана.

В качестве гасителя пульсаций и ГДШ использовалось устройство, спроектированное по принципу постоянного активного сопротивления (ПАС), в этом случае входное сопротивление, равное волновому сопротивлению напорного трубопровода (рис. 7).

Внешний вид и конструктивная схема гасителя колебаний показаны на рисунках 8 и 9.

Гаситель ПАС представляет собой параллельное соединение трубки с индуктивностью L и байпасной емкости C , которая подключается через гидравлические сопротивления R . При выборе

параметра $R = \sqrt{\frac{L}{C}} = Z_{TP}^B$ такой гаситель обла-

дает постоянным входным активным сопротивлением, равным волновому сопротивлению трубы. При этом отражения волны от его входа не происходит и характеристики насоса (пульсации) определяются в режиме «бегущей» волны [3].

Перед оценкой эффективности разработанного гасителя по подавлению пульсаций давле-



Рис. 6. Вид стендовой установки

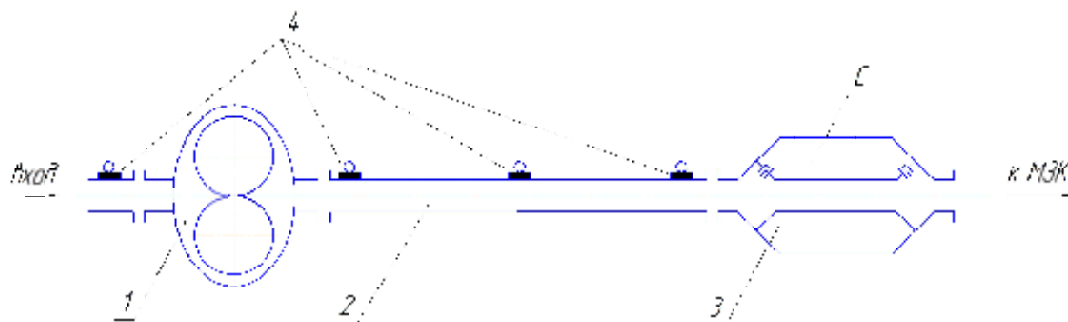


Рис. 7. Схема размещения гасителя колебаний в напорной магистрали:

1 – шестеренный насос; 2 – напорный трубопровод; 3 – гаситель колебаний типа ПАС; 4 – датчики пульсаций давления (РСВ 122А04)



Рис. 8. Внешний вид гасителя колебаний

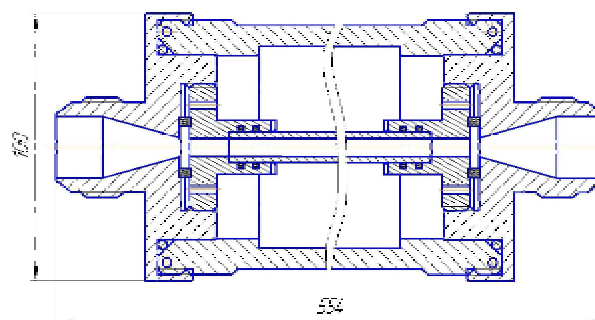


Рис. 9. Конструктивная схема гасителя колебаний

ния и ГДШ рассмотрим уровень данных величин в магистралях стенда. Предварительный анализ показал, что основным источником пульсаций является насос, причем уровень его зубцовой гармоники составляет 180...200 дБ. При этом основным источником ГДШ установки является регулируемый дроссель. На рис. 10 показана характерная для практически всех рабочих режимов стенда спектрограмма колебаний давления на входе и выходе дросселя, полученная при отсутствии гасителя колебаний. Из рисунка вид-

но, что реализующаяся на 250 Гц зубцовая гармоника насоса с уровнем 195 дБ, определяющая общий пульсационный уровень накладывается на широкополосный ГДШ, возбуждаемый дросселем, уровень которого достигает при частоте 1 кГц 182 дБ.

Экспериментальные исследования гасителя подтвердили его высокую эффективность по подавлению пульсаций давления, возбуждаемых насосным агрегатом, однако как видно из рис. 11, гаситель колебаний возбуждает широкополос-

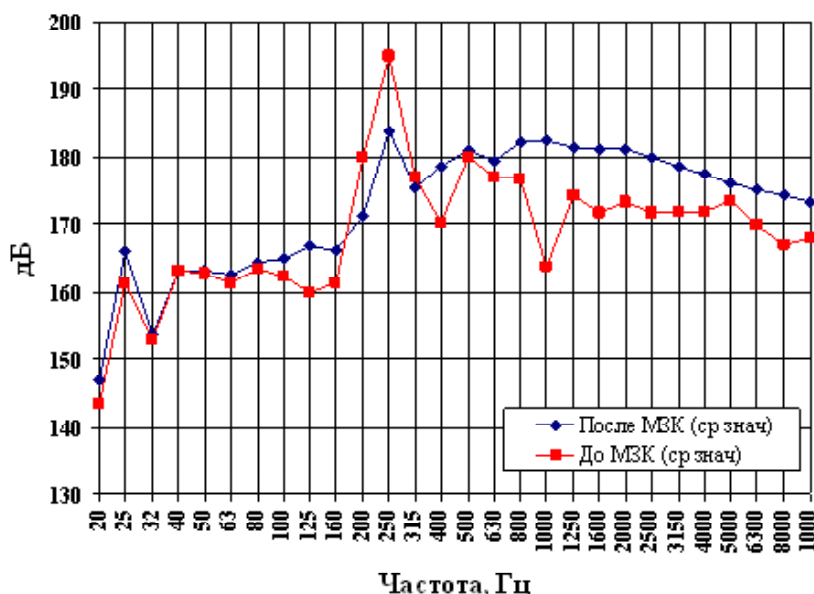
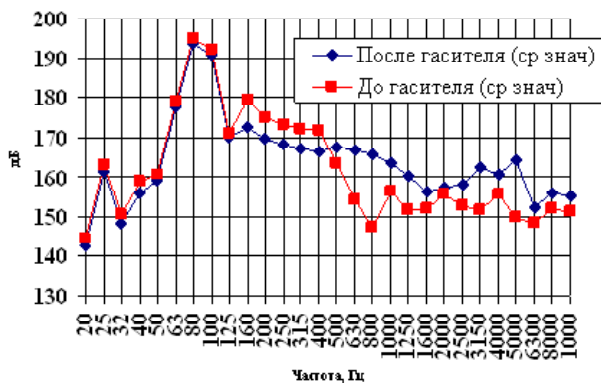
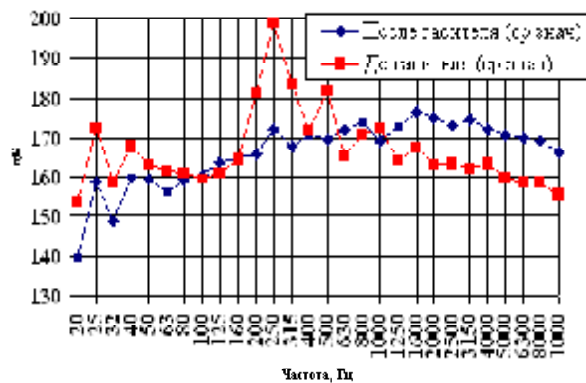


Рис. 10. Спектрограммы колебаний давления на входе и выходе дросселя при давлении нагнетания 2 МПа и расходе 0,0012 м³/с



а)



б)

Рис. 11. Спектрограммы колебаний давления на входе и выходе гасителя колебаний при давлении нагнетания 2 МПа и расходах 0.004 м³/с (а) и 0,0012 м³/с (б)

ный гидродинамический шум, причем его уровень существенно возрастает с увеличением расхода рабочего тела через центральный канал гасителя.

Уровень собственного шума гасителя достигает 176 дБ, причем из рисунков видно, что на высоких частотах (свыше 500...1000 Гц) эффективность гасителя не только недостаточная, но и «отрицательная», т.е. он усиливает пульсации давления. Это происходит не только из-за его недостаточной акустической эффективности на указанных частотах, но и прежде всего вследствие генерации собственного шума. Поэтому при разработке устройств подавления гидродинамического шума (пульсаций давления акустической природы с малыми уровнями амплитуд давлений – ниже 90...100 дБ) необходима доработка модели гасителя с учетом его генерирующих шум свойств. Так как возбуждение гидродинамического шума происходит в основном на выходном диффузорном участке, то представляется целесообразным исходную акустическую модель гасителя дополнить широкополосным генератором шума (рис. 12).

В целях снижения генерирующих свойств гасителей необходимо улучшать гидродинамическое качество центрального канала, при этом уменьшается гидравлическое сопротивление и

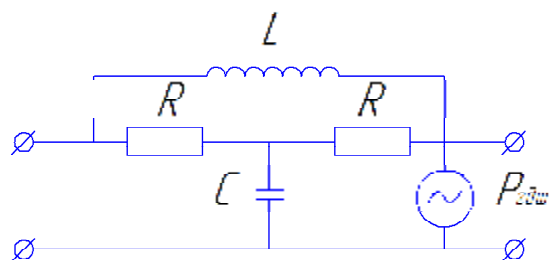


Рис. 12. Принципиальная эквивалентная схема гасителя колебаний с учетом собственного шума

возбуждаемый гидродинамический шум. Так как в настоящее время не существует простых адекватных моделей расчета параметров ГДШ, обработку гасителя в направлении минимизации возбуждаемого шума предполагается производить экспериментально с применением датчиков пульсаций давления с порогом чувствительности менее 80 дБ (что соответствует эффективной амплитуде пульсаций менее 0,2 Па).

Проведенный анализ показал, что при проектировании гасителей пульсаций давления и ГДШ возникает некоторое противоречие между его акустической эффективностью и собственным шумом, так например, для повышения эффективности подавления колебаний необходимо увеличивать степень пережатия площади подводящего трубопровода, однако при этом резко возрастает собственный ГДШ гасителя, мощность которого пропорциональна скорости потока в центральной трубке в шестой степени. Увеличение диаметра центральной трубки гасителя с 6 до 8 мм приводит к снижению собственного ГДШ на 10...14 дБ, что удовлетворяет общему фону ГДШ стендовой установки.

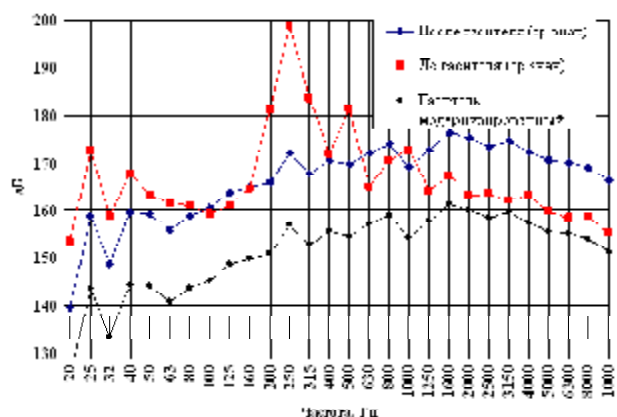


Рис. 13. Оценка эффективности модернизированного гасителя колебаний

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами / Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладили, В.И. Голованов, И.А. Сарафанов [под редакцией В.В.Войтецкого]. СПб.: Астерион, 2008. 316 с.
2. Шум турбулентных потоков: Монография. СПб.: ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова, 2005. 312 с.
3. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Самара: СГАУ, 2005. 314 с.

REASERCHING THE PROCESSES OF EXCITEMENT AND SUPPRESSIONS FLOW PULSATION AND DYNAMIC NOISE IN HYDRAULIC SYSTEMS

© 2011 G.O. Belov¹, A.N. Golovin¹, A.N. Kruchkov², L.V. Rodionov¹, E.V. Shakhmatov¹

¹Samara State Aerospace University

²Institute of Acoustic of Machines, Samara

They are considered questions of the origin and removal flow pulsation and dynamic noise in hydraulic systems. The Offered facilities of the reduction of the fluctuations of the pressure, providing also required a level of the noise hydraulic origins.

Key words: dynamic noise, fluctuations of the pressure, valve, hydraulic stand, acoustic features, criterion of Struhal.

Gleb Belov, Graduate Student at the Automatic Systems for Power Plants Department. E-mail: glebbelov@mail.ru.

Alexander Golovin, Doctor of Technics, Associate Professor, Head of Information Department. E-mail: nti@ssau.ru.

Alexander Kruchkov, Doctor of Technics, Professor at the Automatic Systems for Power Plants Department, Director. E-mail: kan@ssau.ru.

Leonid Rodionov, Assistant at the Automatic Systems for Power Plants Department. E-mail: rl63@bk.ru.

Eugene Shakhmatov, Doctor of Technics, Professor, Rector, Head at the Automatic Systems for Power Plants Department. E-mail: iam@ssau.ru.