САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П.Королева

Институт акустики машин

СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Под редакцией академика РАН В.П. Шорина и
д.т.н., профессора Е.В.Шахматова

Самара 1998

Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. / А.Г.Гимадиев, А.Н.Крючков, В.В.Леньшин, А.Б.Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.В.Шестаков, В.П.Шорин; Под редакцией В.П.Шорина, Е.В.Шахматова.
- Самарский государственный аэрокосмический университет. г.Самара, 1998. - 270 с.

Рассмотрены вопросы теоретического и экспериментального исследования динамических характеристик гидромеханических систем агрегатов с учетом взаимодействия процессов в гидравлических и механических элементах. Особое внимание уделено исследованию виброакустических характеристик насосных агрегатов, трубопроводов и ёмкостей, а также разработке методов и средств снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. Даны конкретные примеры использования разработанных методов и устройств снижения виброакустических нагрузок в авиационных гидромеханических и топливных системах, а также в гидромеханических системах станков и оборудования.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся проектированием, производством и эксплуатацией гидромеханических и топливных систем, а также для студентов и аспирантов соответствующих специальностей.

Издание книги стало возможным благодаря завершению ряда исследований в рамках Федеральной Целевой Программы "Государственная поддержка интеграции высшего образования и фундаментальной науки".

© Самарский государственный аэрокосмический университет. 1998.

Основные условные обозначения

A - амплитуда;

a - скорость звука; постоянная величина; амплитуда виброперемещения;

$A(\omega), B(\omega), C(\omega), D(\omega)$ - частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи устройства;

B - амплитуда изгибной волны, бегущей в отрицательном направлении; модуль объемной упругости среды;

$B_{пр}$ - приведенный модуль упругости трубопровода;

b - ширина шестерни (длина зуба);

C_{Σ}, C_K - жесткость приводной рессоры насоса и эквивалентная жесткость привода;

C_0 - коэффициент пропорциональности;

C_i - акустическая емкость;

c - жесткость;

D - амплитуда стоячей изгибной волны; диаметр;

d - диаметр;

E - модуль упругости;

Eu - число Эйлера;

F - сила, площадь;

f - частота;

f_0 - площадь проходного сечения;

$f_{тр}$ - сила (коэффициент) трения;

F - площадь;

G - жесткость сечения на изгиб;

g - ускорение свободного падения;

h - зазор;

i, j - порядковый номер;

I, J момент инерции;

$j = \sqrt{-1}$ мнимая единица;

j - виброускорение;

K - коэффициент жидкостного трения; коэффициент демпфирования;

K_c - коэффициент собственного затухания;

$K_{тр}$ - коэффициент вязкого трения;

k волновое число;

k_g - амплитуда виброперегрузки;

l - длина;

L - инерционность проточного канала гасителя; индуктивность;

m - масса;

m_0 - погонная масса жидкости;

M_i - изображения по Лапласу относительных отклонений параметров в механической цепи;

N, n - число элементов (шестерен, зубьев и т.д.);

ΔP- перепад давления;

P, p - давление;

$\underline{p}$ - комплексная амплитуда давления;

$\overline{p}$ - относительные отклонения давления;

Q - объемный расход;

$\underline{q}$ - комплексная амплитуда объемного расхода;

$\overline{q}$ относительные отклонения объемного расхода;

R гидравлическое сопротивление;

R_i - активное сопротивление;

Re - число Рейнольдса;

r - радиус;

S площадь поперечного сечения;

$S_{др}$ - дозирующее сечение дросселя;

s - оператор Лапласа;

T период колебаний;

t, Δt - время;

V_i объем полостей;

$V_{пр}$ - приведенный объем;

v_0 - скорость стационарного потока;

v - скорость жидкости;

W - угловая скорость;

X координатная ось;

X_i комплексные сопротивления элементов структуры;

X_i - изображения по Лапласу относительных отклонений параметров в гидравлической цепи;

x - относительное перемещение;

Y - значение параметра;

Y_{11}, Y_{21}, Y_{22}, Y_{12} - коэффициенты матрицы проводимостей;

y - амплитуда перемещения места крепления;

Z_{11}, Z_{21}, Z_{22}, Z_{12}, - коэффициенты матрицы сопротивлений;

Z - импеданс, число зубьев шестерен;

$Z'_в(s)$ операторное волновое сопротивление трубопроводной линии;

$Z_н$ - импеданс нагрузки;

Z_c - импеданс емкостного элемента;

$Z_в$ - волновое сопротивление трубопровода;

α - коэффициент;

α, $\Delta\varphi$, γ - угол;

γ - удельный вес, постоянная распространения волнового процесса;

Δ - характеристический определитель;

δ - коэффициент затухания;

$\delta_{ст}$ - толщина стенки;

ε - коэффициент фазы;

λ - длина волны колебаний давления;

λ - коэффициент сопротивления для потери напора на трение;

μ - коэффициент расхода, коэффициент динамической вязкости жидкости;

ρ - плотность;

φ - фаза; обобщенная координата (угол поворота);

σ - напряжение от сил возбуждения;

θ - угловое положение, фазовый сдвиг;

ω - угловая скорость; круговая частота;

$\bar{\omega}$ - безразмерная частота;

Сокращения

АИК - автоматизированный испытательный комплекс
АПВ - автомат перепуска воздуха
АПН - аксиально-плунжерный насос
А.С. - авторское свидетельство
АСЦО - автоматизированная система цифровой обработки
АФНЧ - акустический фильтр низких частот
АФЧХ - амплитудно-фазовая частотная характеристика
АЦП - аналогово-цифровой преобразователь
АЧХ - амплитудная частотная характеристика
БПФ - быстрое преобразование Фурье
ВМТ - верхняя мертвая точка
ГиТС - гидравлическая и топливная система
ГК - гаситель колебаний
ГПТА - гидропневмотопливная автоматика
ГТД - газотурбинный двигатель
ДКМ - датчик крутящего момента
ДЛА двигатель летательного аппарата
ДУ - двигательная установка
ДПО - датчик приведенных оборотов
ЖРД - жидкостной ракетный двигатель
ЖРДУ - жидкостная ракетная двигательная установка
КПА - коробка приводов агрегатов
КПД - коэффициент полезного действия
КПД - клапан постоянного давления
КСА - коробка самолетных агрегатов
КУ - корректирующее устройство
ЛА - летательный аппарат
МР - металло-резина
НМТ - нижняя мертвая точка
ПАС - постоянное активное сопротивление
ПГС - пневмогидросистема
РСК - регулятор сопла и компрессора
САР - система автоматического регулирования
САУ - система автоматического управления
СПГ сжиженный природный газ
ТНА турбонасосный агрегат
УДЭ - упруго-демпфирующий элемент
ФЧХ - фазовая частотная характеристика
ЭВМ - электронно-вычислительная машина

ВВЕДЕНИЕ

Развитие авиационной и ракетной техники, автотракторного машиностроения и станкостроения, нефтяной и газовой промышленности связано с ростом мощности и экономичности энергетических установок. При этом значительно расширяются функциональные задачи гидромеханических систем, что приводит к усложнению их структур, увеличению количества агрегатов, интенсификации процессов в составляющих систему устройствах, гидравлических и механических связях. Одновременно к системам предъявляются все более высокие требования по быстродействию, устойчивости, точности и стабильности работы.

Функциональная и параметрическая надежность гидромеханических систем, в частности, систем питания и управления двигателей ЛА, в значительной мере снижается вследствие воздействия пульсаций рабочей среды на чувствительные элементы и исполнительные органы агрегатов. Переменное давление вызывает незатухающие колебания клапанов, золотников, сервопоршней, что, в свою очередь, приводит к их преждевременному износу, появлению наклепа и задиров на рабочих поверхностях и к потере работоспособности. Взаимодействие периодических процессов в трубопроводах с рабочими органами регуляторов - один из факторов, снижающих устойчивость и точность работы гидромеханических систем. Пульсации давления, амплитуда которых достигает в некоторых случаях 50 % от статического значения давления, являются одной из основных причин усталостного разрушения элементов гидромеханических систем.

Анализ пульсационного состояния топливных систем и виброакустических характеристик агрегатов и узлов авиационных ГТД показывает, что спектры колебаний взаимодействующих между собой гидравлических и механических элементов пересекаются. В результате этого на отдельных режимах могут возникнуть повышенные колебания в гидромеханических системах при наличии даже слабого возмущающего воздействия.

Для топливной автоматики двигателей особую опасность представляют вынужденные колебания рабочей среды, источником которых являются топливные насосы. Пульсации давления от насоса передаются по напорной и всасывающей магистралям и являются одним из основных факторов, дестабилизирующих нормальную работу гидромеханических систем.

В общем случае насос является гидромеханическим узлом, соединенным с магистралями всасывания и нагнетания, а также связанным механически с коробкой приводов агрегатов. Поэтому преобразование механической энергии в гидравлическую сопровождается возникновением не только колебаний давления и расхода жидкости, но и колебаний механических параметров, например, крутящего момента. Однако, процесс преобразования подводимой к насосу энергии в энергию механических колебаний, а также взаимодействие их с колебаниями давления и расхода на входе в насос и на его выходе к настоящему времени изучен недостаточно.

При этом следует отметить, что генерируемые насосом колебания крутящего момента могут передаваться в коробку приводов агрегатов, что вызывает повышенные динамические нагрузки в ее элементах и может явиться причиной серьезных дефектов. В свою очередь пульсации рабочей жидкости в системах подачи топлива газотурбинных двигателей оказывают непосредственное влияние на рабочий процесс в камере сгорания, при этом повышаются вибрационные нагрузки на корпусе камеры сгорания и двигателя в целом.

Обеспечение равномерной подачи топлива имеет огромное значение для жидкостных ракетных двигателей, так как неустойчивость процесса горения в ЖРД на средних и низких частотах связана с периодическими процессами в магистралях системы топливопитания, а также может быть следствием неустойчивой работы регуляторов ЖРД или отклонения их динамических характеристик от номинальных значений.

Аналогичные проблемы возникают и в гидромеханических системах машин, оборудования и энергетических установок.

Повышение надежности и снижение динамических нагрузок в гидравлических системах возможно за счет совершенствования конструктивных параметров узлов и агрегатов, а также за счет разработки методов и средств коррекции динамических характеристик систем. Имеющиеся в настоящее время данные многочисленных исследований динамических процессов в гидромеханических системах, а также работы по созданию корректирующих устройств не позволяют в полной мере осуществить совершенствование динамических свойств гидромеханических систем и выбирать параметры корректирующих устройств, удовлетворяющих требованиям по снижению виброакустических нагрузок при одновременном обеспечении заданных показателей качества процес-

сов регулирования систем. Это связано, прежде всего, с недостаточной изученностью процессов в агрегатах и элементах гидромеханических систем и несовершенством их математических моделей, а также с отсутствием научно обоснованных методов выбора схем и параметров корректирующих устройств.

В соответствии с изложенным и исходя из полученных в последние годы результатов в области динамики гидромеханических систем, настоящая монография представляет результаты разработки научных основ взаимосвязи пульсаций рабочей среды с колебаниями механических элементов, создание методов и средств коррекции параметров динамических процессов, обеспечивающих снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах.

В первой главе дан обзор по исследованию механизмов возникновения колебаний в гидромеханических системах и анализу источников колебаний и шума.

Вторая глава посвящена описанию динамических характеристик насосных агрегатов и разработке мероприятий по совершенствованию их виброакустических характеристик.

В третьей главе рассмотрены виброакустические характеристики трубопроводов, емкостей и других типовых элементов гидромеханических систем.

В четвертой главе представлены результаты исследований по созданию гасителей колебаний для гидромеханических систем, автоматизации их проектирования и выбору их оптимальных схем и конструкций.

В пятой главе даны примеры эффективности мероприятий по снижению виброакустических нагрузок в гидромеханических системах.

В книге приведены результаты исследований, проводимых на кафедре Автоматических систем энергетических установок и в Институте акустики машин Самарского государственного аэрокосмического университета в интересах АО СГНПП им. Академика Н.Д. Кузнецова, АО «Моторостроитель», Омского КБ Машиностроения, АО «СКБМ», АО «Агрегат», АОЗТ ВКБ «Энергия», АО «АВТОВАЗ» и др. Часть работы финансировалась министерством общего и профессионального образования РФ, Министерством науки и технической политики РФ, а также выполнялась в рамках Федеральной целевой программы «Государственная поддержка интеграции высшего образования и фундаментальной науки на 1997-2000 годы».

В некоторых разделах монографии использованы результаты исследований к.т.н., доцента А.Н. Головина, к.т.н. А.В. Артюхова, инженера А.В. Шабурова.

Авторы выражают искреннюю признательность профессору А.Е. Жуковскому за поддержку, ценные замечания и советы при обсуждении результатов исследований, а также большую благодарность инженерам В.А. Колесникову, О.Ю. Кнышу, всему коллективу Института акустики машин за помощь в проведении исследований и оформлении рукописи книги.

Глава 1. ИСТОЧНИКИ КОЛЕБАНИЙ И ШУМА.

1.1. ВОЗМОЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ.

Анализ динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей и энергетических установок показывает, что надежность двигателей и систем в значительной степени зависит от вибрационных и пульсационных нагрузок, действующих в их элементах и агрегатах (рис. 1.1-1.4). В работах/73,138/ установлена взаимосвязь колебаний рабочей жидкости, генерируемых плунжерным насосом, с колебаниями

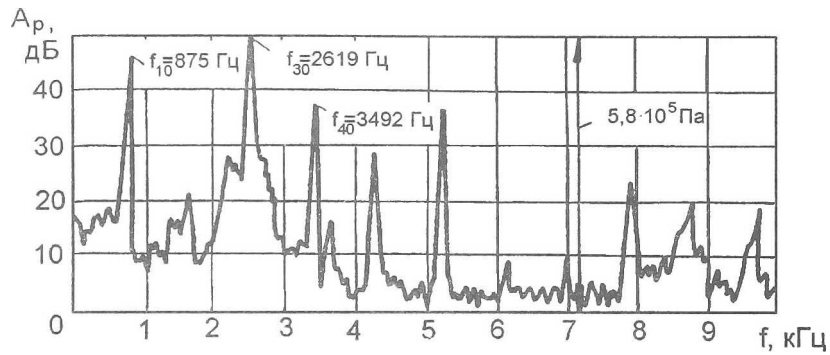


Рис. 1.1. Спектрограмма пульсаций давления топлива на выходе из шестеренного насоса 4016Т при частоте вращения привода n=5240 об/мин и среднем давлении $P_{ср}$=10,7 МПа.

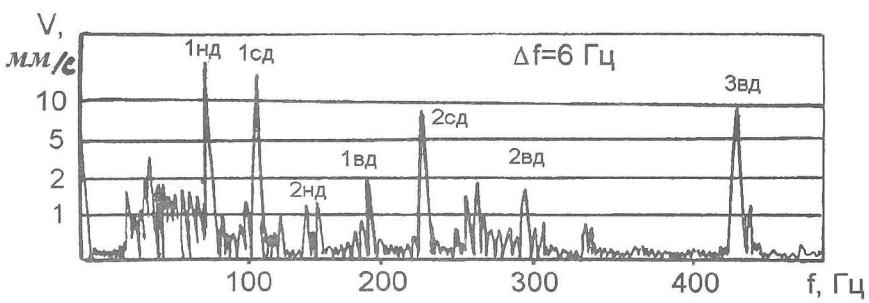


Рис. 1.2. Спектрограмма роторной вибрации трехвального ТРДД.

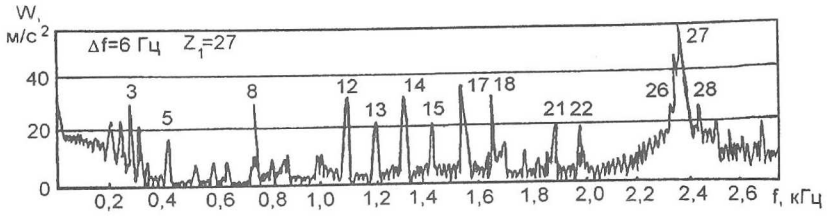


Рис. 1.3. Спектрограмма вибрации вентилятора ТРДД.

вала гидромотора. Пульсации рабочей жидкости в плунжерном гидронасосе могут стать причиной колебаний крутящего момента его привода и генерируемого насосом шума. Компрессия жидкости в запертом объеме шестеренных насосов также влияет на их вибрационные характеристики и шум. В свою очередь механические узлы авиационных двигателей имеют свой собственный спектр колебаний /100/. Так, например, спектр вибраций коробки приводов самолетных агрегатов ГТД расположен в диапазоне частот (0,5... 10) кГц, а диапазон частот пульсаций жидкости, генерируемых топливным шестеренным насосом, составляет на различных

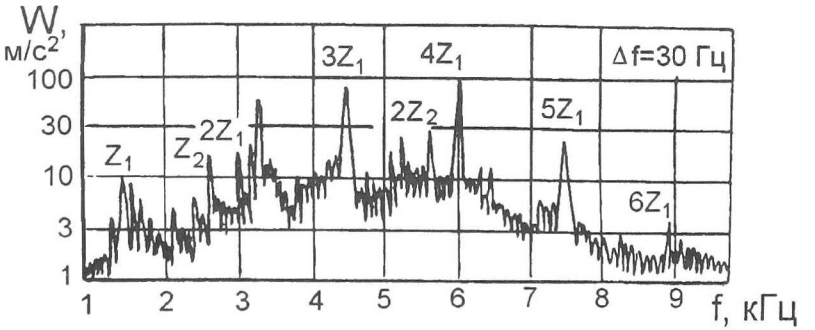


Рис. 1.4. Спектрограмма вибрации коробки приводов самолетных агрегатов.

режимах (0,1...10) кГц (см. рис.1,1-1,4). Поскольку указанные диапазоны частот перекрываются, то на отдельных режимах возможно совпадение частот колебаний механического привода и пульсаций за насосом, что может привести к резонансу в гидромеханической системе. С учетом того, что привод самолетных агрегатов осуществляется с определенным передаточным отно-

шением от ротора ГТД, можно определить взаимодействие частот вращения ротора и привода агрегатов. Например, подача топлива насосом к регулятору и в камеру сгорания может воздействовать на частоту вращения ротора ГТД. Процесс взаимодействия гидромеханических элементов двигателя может быть условно представлен в виде схемы, изображенной на рис.1.5. Низкочастотные колебания частоты вращения ротора могут передаваться через всю гидромеханическую систему в камеру сгорания, и, таким образом, может быть образован замкнутый колебательный контур (рис.1.6). А в отдельных (местных) контурах, например "КПА - топливный насос", могут возникать повышенные высокочастотные колебания.

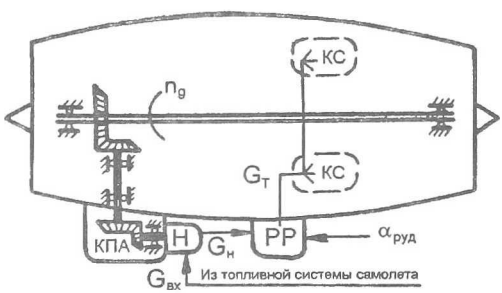


Рис. 1.5. Схема взаимодействия гидромеханических элементов системы топливопитания ГТД: КПА - коробка приводов агрегатов; Н - топливный насос; РР - регулятор расхода топлива; КС - камера сгорания.

Аналогичные механизмы возникновения колебаний характерны и для ЖРДУ /76/ (рис. 1.7). Так диапазон частот 0,5...10 Гц является опасным для корпуса ЛА, упругого в продольном направлении. Упрощенное представление о механизме развития колебаний, описание которого возможно с помощью системы линейных дифференциальных уравнений, можно пояснить следующим образом. Случайные колебания давления на входе в насосы ТНА при частоте 0,5...10 Гц проходят через двигательную установку и превращаются из колебаний давления в колебания тяги. Колебания тяги замыкают динамическую систему двигатель - корпус ЛА. При этом в зависимости от согласования или рассогласования частотных характеристик цепи динамическая система может быть либо устойчивой, либо неустойчивой, т.е. колебания тяги и корпуса ракеты, воздействующие на входные давления, будут либо затухать, либо увеличиваться. В последнем случае возможно разрушение корпуса ЛА.

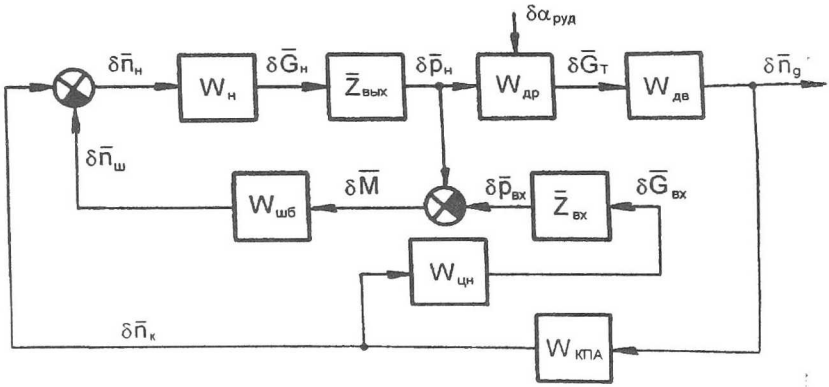


Рис. 1.6. Структурная схема системы топливопитания ГТД: $W_{дв}$,$W_{КПА}$, $W_{ЦН}$, $W_{ШБ}$, $W_{Н}$, $W_{др}$ - передаточные функции соответственно двигателя, коробки приводов агрегатов, центробежного насоса, шестеренного блока, насоса, дроссельной иглы; $\overline{Z}_{вх}, \overline{Z}_{вых}$ - относительные импедансы присоединенных гидравлических цепей.

Для уменьшения амплитуд низкочастотных колебаний в магистрали подачи топлива устанавливают демпферы или гасители колебаний, настроенные на опасный для корпуса диапазон частот /76,98/. Разработчиками ЖРДУ должны быть проведены мероприятия по устранению кавитационных автоколебаний в этом диапазоне частот. Совместными усилиями разработчиков ЛА и двигателя должны быть согласованы частотные характеристики ЛА и ЖРДУ так, чтобы при их динамическом взаимодействии система «двигатель-корпус ЛА» была устойчивой. В низкочастотной области колебаний участвуют все агрегаты ЖРДУ.

Диапазон частот 10...30 Гц присущ контурам управления ЖРДУ и часто называется «регуляторным». Именно в этом диапазоне частот, близком к собственным частотам регуляторов, контуры управления могут потерять устойчивость и генерировать колебания, сдерживаемые по амплитуде диссипативными силами. Причины зарождения неустойчивости контуров управления, методы анализа и обеспечения их устойчивости подробно рассмотрены в работах /76,98,109/. Однако потеря устойчивости регулятора на практике чаще всего обусловлена недостаточным

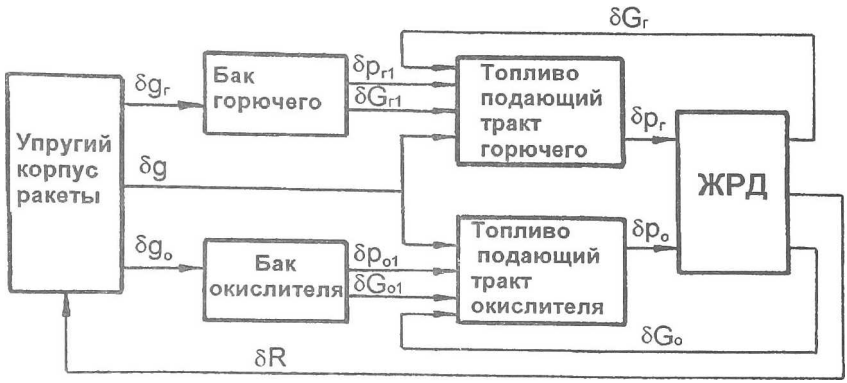


Рис. 1.7. Схема взаимодействия упругого корпуса ракеты с ЖРД при продольных колебаниях ракеты.

демпфированием его подвижных элементов или присутствием в них нелинейной знакопеременной силы трения покоя.

В области колебаний «регуляторной» частоты участвуют все агрегаты ЖРДУ, и если амплитуда колебаний в камере и газогенераторах находится в допустимых пределах, то такая система считается работоспособной. Гораздо сложнее обстоит дело с колебаниями газовых редукторов систем наддува баков. Их собственные частоты лежат в пределах 100...400 Гц в зависимости от размеров и жесткости настроечных пружин. В конечном итоге колебания подвижных частей газовых редукторов воспринимаются газовыми подушками баков и, как правило, не распространяются по всем агрегатам ДУ. Однако в колебания вовлекаются обратные клапаны, а иногда и дренажные клапаны баковой арматуры. Поскольку собственные частоты подвижных частей редукторов высокие, то при длительной работе ДУ они успевают выработать свой циклический ресурс и выходят из строя. По этой причине в космической ДУ в качестве резервных агрегатов устанавливают два или три газовых редуктора. Причины возникновения колебаний газовых редукторов те же, что и в регуляторах. Однако трудностей в демпфировании подвижных частей и устранении нелинейного трения покоя в газовых регуляторах гораздо больше, чем в гидравлических регуляторах, так как в первых больше степеней свободы из-за большей объемной податливости газовой среды по сравнению с жидкостной.

Диапазон частот 500... 2000 Гц реализуется в камерах и газогенераторах ЖРДУ вследствие реализации механизма колебаний

расхода топлива и газа, связанного с изменением давления в камере. Этот механизм связывает расходные характеристики системы подачи топлива с изменением давления в камере.

В диапазоне частот 2...20 кГц колебания реализуются в камерах ЖРД и газогенераторах с учетом акустических свойств этих агрегатов в продольном, поперечном и окружном направлениях /101/.

Таким образом, проблема снижения динамических нагрузок имеет важное значение для гидромеханических систем двигателей, летательных аппаратов, энергетических установок, машин и оборудования. При этом большое внимание уделяется исследованию источников гидромеханических колебаний.

1.2. ИСТОЧНИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ.

Одним из основных источников колебаний в гидромеханической системе является гидравлический или топливный насос. Наличие пульсационной составляющей производительности объемного насоса обусловлено самим механизмом перекачивания жидкости, а также сопутствующими этому процессу эффектами. Колебания давления от насоса могут передаваться по напорной гидролинии к отдельным агрегатам и исполнительным органам. При совпадении частот этих колебаний с резонансными частотами гидролинии, клапанов и регуляторов они могут быть многократно усилены. Образование стоячих волн в системе вызывает увеличение давления в напорной магистрали в момент подачи насосом очередной порции рабочей среды и, как следствие, резкое повышение потребной мощности насосного агрегата, снижение его КПД. Увеличение знакопеременных нагрузок на подвижные части насоса и систему его привода ведет к их преждевременному износу и снижению надежности как отдельного агрегата, так и изделия в целом.

Результаты научных исследований, приведенные в работах /12,17,53,72,73,92,105,114,151,159/ показали, что гидронасосы являются основными источниками колебаний давления рабочей среды, амплитуда которых может достигать 50% от среднего уровня давления. Авторы перечисленных работ установили также, что гидронасосы являются генераторами вибраций и шума. Причем в ряде исследований показано, что увеличение амплитуд колебаний давления рабочей жидкости приводит к увеличению

виброакустической активности насоса. В работах /31,128,159/ даны упрощенные динамические модели шестеренных насосов и указаны возможные пути снижения их виброакустической активности. Однако механизм взаимодействия колебательных процессов в гидравлических и механических элементах шестеренных насосов изучен недостаточно. Между тем шестеренные насосы находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности как у нас в стране, так и за рубежом. Это объясняется простотой их конструкции, надежностью и долговечностью работы в эксплуатационных условиях, малыми габаритами и небольшой массой, минимальной трудоемкостью изготовления, удобством обслуживания, а также возможностью непосредственного соединения с быстроходными двигателями по сравнению с другими типами объемных насосов.

Основные недостатки шестеренных насосов: чувствительность к механическим примесям в перекачиваемой жидкости, неуравновешенность радиальных сил давления жидкости на шестерни, постепенный рост зазоров в процессе эксплуатации насоса из-за износа деталей и связанное с этим увеличение внутренних утечек, неравномерность подачи жидкости и высокий уровень акустического шума /36,148/. Следует подчеркнуть, что последние два фактора тесно связаны между собой, так как основным источником шума шестеренного насоса являются периодические колебания объема транспортируемой жидкости и возможные явления кавитации. Таким образом, существует однозначная связь между пульсационной производительностью шестеренного насоса и уровнем акустического шума, генерируемого этим насосом /36,128,167/.

Неравномерность подачи шестеренного насоса зависит от числа зубьев шестерен и угла зацепления. Чем больше зубьев у шестерен, тем меньше неравномерность подачи. Однако при этом уменьшается производительность насоса при тех же габаритах (рис. 1.8). Пульсации подачи повторяются при повороте шестерен на угол, соответствующий одному шагу. На рис. 1.9 представлена осциллограмма выходного давления шестеренного насоса с параметрами: число зубьев шестерен $z = 8$; модуль зуба $m = 0{,}398$; угол зацепления $\alpha = 30^0$, ширина шестерен $b = 21{,}2$ *мм*. Спектральный анализ осциллограмм, снятых при различных частотах вращения привода насоса, показывает, что преобладающей является первая гармоника спектра (рис.1.9) с зу-

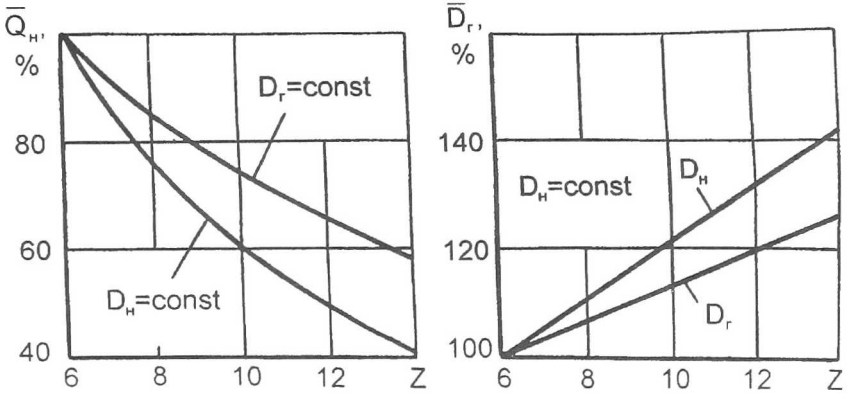


Рис. 1.8. Зависимость относительной производительности шестеренного насоса $\overline{Q_н}$ и относительных диаметров начальной окружности $\overline{D_н}$ и окружности головок $\overline{D_г}$ от числа зубьев шестерен.

бовой частотой $f_0 = \frac{n}{60} z$, где n - частота вращения привода в мин$^{-1}$. Остальные гармоники дают в сумме не более 30% от основной составляющей. Амплитуда пульсаций давления увеличивается с увеличением частоты вращения ротора и уменьшением вязкости жидкости (рис. 1.10). Одновременно акустический шум, генерируемый шестеренным насосом, возрастает с уменьшением входного давления и с увеличением давления подачи (рис.1.11).

Проведенный анализ позволяет выделить основные факторы, влияющие на колебания гидромеханических параметров в шестеренном насосе с внешним зацеплением: сама организация рабочего процесса насоса, предопределяющая генерирование колебаний жидкости; явление запирания жидкости в межзубовом пространстве, приводящее к ударным нагрузкам на ротор насоса; процесс выравнивания давления между двумя полостями при перемещении межзубовой впадины из переходной зоны в полость нагнетания; утечки жидкости по линии контакта зубьев двух шестерен, обусловленные погрешностью изготовления; радиальные и торцевые утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания; процесс изменения во времени зацепления зубьев, обуславливающий ударные нагрузки на ротор насоса. В зависи-

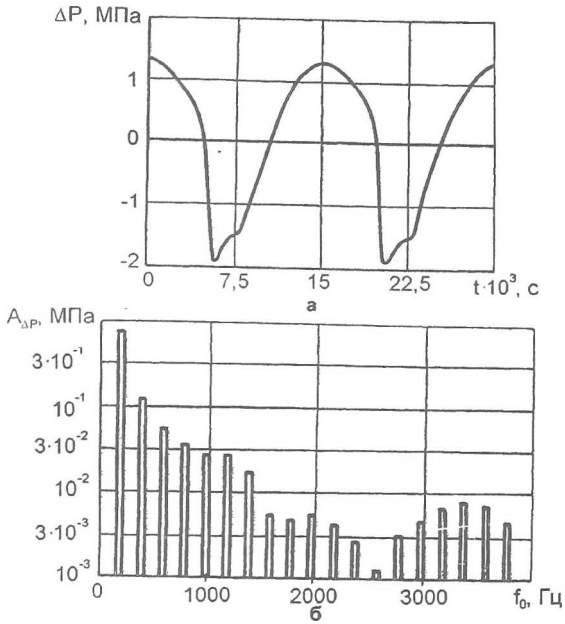


Рис. 1.9. Осциллограмма (а) и спектр (б) пульсаций давления нагнетания шестеренного насоса при n=400 мин$^{-1}$.

мости от выбранной схемы или конструкции шестеренного насоса степень влияния перечисленных факторов может быть различной. Однако в любом случае они практически всегда имеют место, поэтому для точной оценки пульсационного состояния насоса необходимо рассмотреть каждый фактор в отдельности.

С точки зрения классической теории зубчатого эвольвентного зацепления мгновенная подача шестеренного насоса с двумя одинаковыми шестернями определяется выражением /116,159/

$$Q_x = b\omega(2rh + h^2 - x^2), \qquad (1.1)$$

где b - ширина шестерен; ω - угловая скорость вращения; r - радиус начальной окружности; h - высота головки зуба; x - координата перемещения.

Из этой формулы следует, что максимальная подача имеет место при $x = 0$, т.е. в момент касания зубьев в полосе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (рис.1.12).

Максимальная подача составляет

$$Q_{max} = b\omega(2rh + h^2). \qquad (1.2)$$

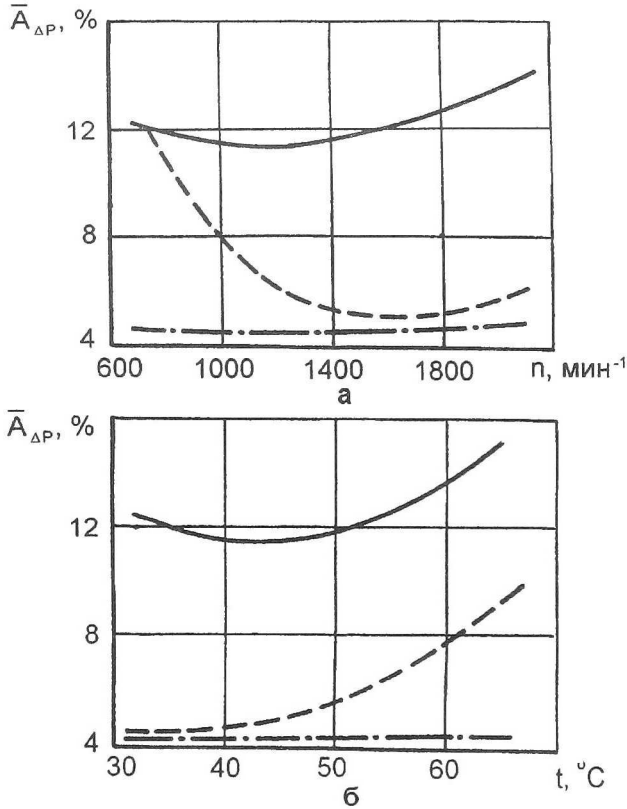


Рис. 1.10. Относительная амплитуда пульсаций выходного давления в функции частоты вращения привода насоса (а) и температуры рабочей жидкости (б):

——— - шестеренный насос с внешним зацеплением;
– – – – - шестеренный насос с внутренним зацеплением;
– · – · – - двухпоточный шестеренный насос.

Минимальная подача при $x = \pm\frac{t_0}{2}$

$$Q_{min} = b\omega\left(2rh + h^2 - \frac{t_0^2}{4}\right). \qquad (1.3)$$

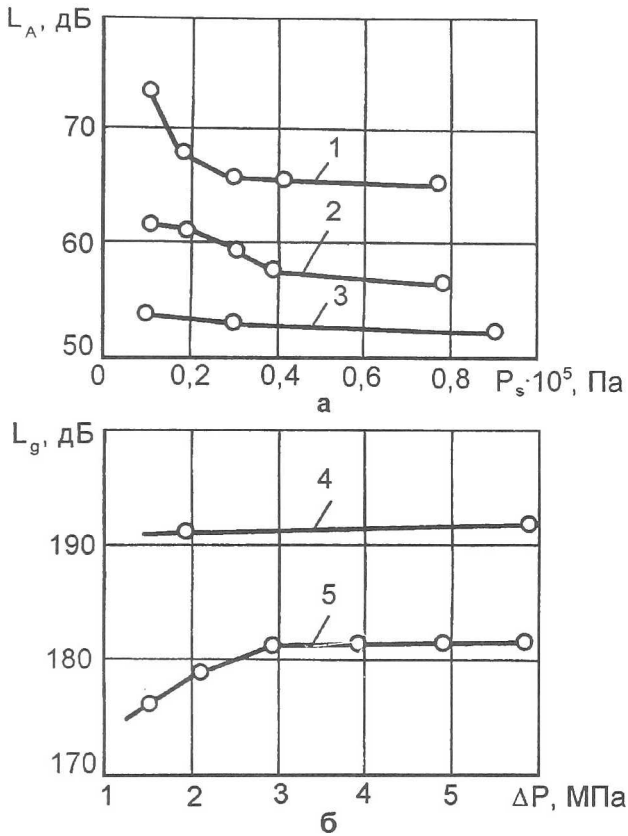


Рис. 1.11. Зависимость уровня звукоизлучения шестеренного насоса от давления всасывания (а) и генерируемого шума от рабочего давления (б) (внутренний диаметр трубопровода 2.4 см):

1 n=2000 мин$^{-1}$; 2 - n=100 мин$^{-1}$; 3 n=500 мин$^{-1}$; 4 - Q_0=20 л/мин; 5 - Q_0=6 л/мин; O - эксперимент;
——— - аппроксимирующая кривая.

Максимальная амплитуда пульсаций расхода

$$\Delta Q = Q_{max} - Q_{min} = b\omega \frac{t_0^2}{4}. \qquad (1.4)$$

Среднее значение подачи

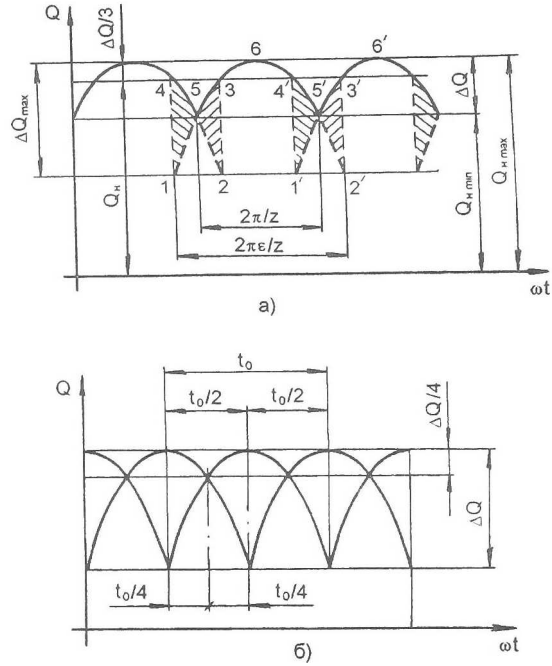


Рис. 1.12. Теоретические пульсации расхода для однопоточной (а) и двухпоточной (б) схем шестеренного насоса.

$$Q_н = b\omega(2rh + h^2 - \frac{t_0^2}{12}). \qquad (1.5)$$

Степень неравномерности подачи оценивается коэффициентом, который равен отношению разности между наибольшей и наименьшей подачами к средней величине

$$\sigma_0 = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_н} = \frac{t_0^2}{4(2rh + h^2 - \frac{t_0^2}{12})}. \qquad (1.6)$$

Для шестерен с нулевым смещением рейки, когда $2r = mz$, и при коэффициенте высоты головки, равном единице ($n = m$), шаг по основной окружности $t_0 = \pi m \cos\alpha_0$, тогда формула (1.6) принимает вид

$$\sigma_0 = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z+1-\frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12})}. \qquad (1.7)$$

Таким образом, степень неравномерности уменьшается с увеличением угла зацепления передачи и с увеличением числа зубьев.

Выгодной с точки зрения снижения пульсаций является двух- или многопоточная схема шестеренного насоса, если при его сборке обеспечить соответствующее смещение качающих узлов таким образом, чтобы начало зацепления одной пары зубьев соответствовало моменту прохождения точки зацепления второй пары через полюс (см. рис. 1.12б). При этом максимальная амплитуда пульсаций уменьшается в четыре раза при увеличении частоты колебаний в два раза /36/ (см. рис.1.10).

Оценке влияния закупоривания жидкости в межзубовом пространстве на пульсационную производительность и шумность работы насоса посвящено большое число исследований /12, 34, 36, 128, 165, 166/. Анализ этого явления с точки зрения классической теории зацепления дан в работе /159/.

Величина максимальной производительности Q_{max} (см. рис. 1.12) зависит от конструктивных особенностей насоса. Обычно для улучшения герметичности и плавности хода шестерни выполняют с перекрытием зацепления, т.е. так, что угол поворота, соответствующий контакту двух зубьев (1-2 на рис.1.12а) превышает угловой шаг $2\pi/z$. Тогда на протяжении части цикла зацепления (1-2 и 1'-2') в контакте находятся одновременно две пары зубьев. Объем жидкости между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменение мгновенного расхода Q_x (4-1 на рис.1.12а), при этом пульсации подачи будут максимальными (ΔQ_{max}).

На рис.1.12а процессу уменьшения запертого объема соответствует площадь 4-1-5, а процессу увеличения - площадь 2-3-5. Запирание жидкости вызывает шум в насосе, кавитационную эрозию зубьев и ударную нагрузку на подшипники. Все это приводит к усилению колебаний момента на приводном валу, снижению общего КПД и надежности работы насоса /34, 36, 128/.

Компрессия жидкости в зоне зацепления по разному сказывается на КПД, производительности и величине крутящего мо-

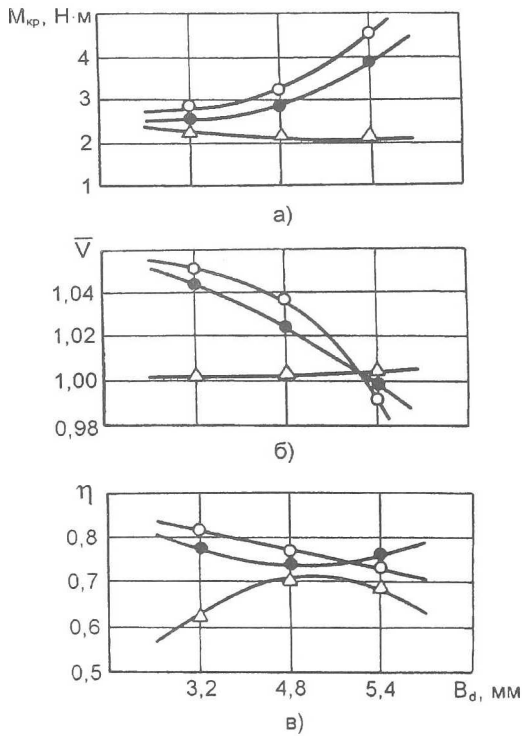


Рис. 1.13. Изменение крутящего момента на валу насоса (а), относительной производительности (б) и общего КПД (в) в функции положения разгрузочной канавки и величины бокового зазора:

o - h=30 мкм, ● - h=50 мкм,
Δ - h=200 мкм

мента на валу насоса (рис.1.13). Среднее значение величины крутящего момента увеличивается с удалением разгрузочной канавки от полюса зацепления, одновременно возрастают ударные нагрузки на ротор насоса.

Были проведены исследования влияния закупоривания жидкости во впадинах между зубьями на шумность работы шестеренных насосов. По результатам исследований были получены оптимальные размеры и расположение разгрузочных канавок для конкретного шестеренного насоса. Экспериментально было установлено, что полученные таким образом «теоретические» канавки не позволяют полностью устранить компрессию жидкости в межзубовом пространстве. Поэтому было предложено увеличить рабочую площадь разгрузочных канавок примерно в три раза, что позволило снизить пиковое значение давления в компрессионной полости экспериментального насоса с величины порядка 5 МПа до 1 МПа.

Были проведены также исследования по определению оптимального местоположения разгрузочных канавок.

Важным фактором, влияющим на пульсационную производительность насоса, является процесс выравнивания давления

при перемещении недозаполненной межзубовой впадины из переходной зоны в полость нагнетания /116, 159/. Неполное заполнение межзубовых впадин жидкостью является следствием больших окружных скоростей шестерен, так как, во-первых, при этом впадины быстро проходят полость входа и при недостаточном давлении в этой полости вязкая жидкость не успевает заполнить впадину, во-вторых, заполнению впадин препятствуют центробежные силы, развивающиеся в жидкости при вращении роторов насосов. В результате действия центробежной силы на жидкость абсолютное давление у основания впадины может оказаться ниже давления на входе в насос, вследствие чего во впадинах может возникнуть локальное кипение (кавитация) жидкости с выделением из нее паров и газов. При перемещении такой впадины из полости всасывания в полость нагнетания происходит ударное дозаполнение межзубового пространства жидкостью, что приводит к схлопыванию пузырьков пара и газа и кавитационному разрушению деталей насоса /116/. Кроме того, при этом в нагнетающей магистрали возникает обратный поток жидкости, создающий пульсирующую нагрузку на шестерни и их подшипники, а также пульсирующее давление в системе. Давление во впадине шестерни вследствие гидравлического удара может в несколько раз превысить рабочее давление и вызвать разрушение деталей насоса. Полнота заполнения впадин шестерен жидкостью зависит не только от окружной скорости и давления в полости входа, но и от других условий /116, 159/: протяженности полости входа ; форм и размеров каналов, подводящих жидкость к впадинам; наличия в жидкости воздуха и газов ; величины пространства впадины, не участвующей в подаче жидкости. При увеличении процентного содержания воздуха в жидкости и увеличении температуры самой жидкости резко снижается объемный КПД шестеренного насоса /36, 166/.

В насосах, рассчитанных на высокие рабочие давления, большое значение имеет правильный выбор ширины шестерни (длины зуба). Производительность шестеренного насоса с эвольвентным зубчатым зацеплением определяется выражением /116, 159/.

$$Q_н = 2\pi b D_{нач} \cdot mn\eta_{об}, \qquad (1.8)$$

где b - ширина шестерни; $D_{нач}$ - диаметр начальной окружности; m - модуль зуба; n - частота вращения; $\eta_{об}$ - объемный КПД насоса.

При данном торцевом зазоре и определенной величине перепада давления в насосе утечки через торцевой зазор на зависят от ширины; утечки через радиальный зазор при прочих постоянных величинах прямо пропорциональны ширине шестерни. Таким образом, при увеличении ширины шестерен суммарные утечки растут значительно медленнее производительности насоса, т.е. объемный КПД насоса увеличивается.

Практически увеличение ширины шестерни ограничивается технологическими и конструктивными особенностями: трудностями точного изготовления длинного зуба и устранения компрессии жидкости во впадине широкой шестерни. Погрешности изготовления зубьев приводят к тому, что в полюсе зацепления на линии контакта шестерен образуется клиновая щель, обуславливающая импульсные утечки жидкости из полости нагнетания в полость всасывания. На практике такие утечки сводятся к минимуму путем выбора оптимального значения ширины шестерни и увеличения точности изготовления профиля зубьев. Тем не менее, их невозможно устранить совсем, и поэтому, наряду с импульсными утечками через разгрузочные канавки, они оказывают заметное влияние на уровень пульсаций шестеренного насоса /166/.

Производительность насоса, как было отмечено выше, при прочих равных условиях, зависит от величин торцевого и радиального зазоров между шестернями и корпусом. Перетеканию жидкости через радиальный зазор препятствуют шестерни, вращающиеся в направлении, противоположном ее течению. В торцевом зазоре утечки в основном происходят по радиусу шестерни от донышка впадины до подшипника и далее на сторону входа, а также частично поперек зубьев, находящихся вблизи полюса зацепления. В обоих случаях жидкости приходится преодолевать только узкий поясок, причем вращение шестерен здесь не препятствует перетеканию. При большом зазоре (особенно торцевом) уменьшается производительность насоса и его подсасывающая способность. Влияние величин торцевого и радиального зазоров на объемный КПД насоса ($z = 12$; $m = 2{,}5$; $b = 12$ мм; $v = 2{,}75$ м/с) при различных давлениях нагнетания представлено на рис.1.14, на основании которого можно сделать следующие выводы: при малых зазорах утечки линейно зависят от величины давления, при малых давлениях - от величины зазоров; с увеличением давлений и зазоров линейная зависимость утечек от этих параметров нарушается, и утечки растут пропорционально третьей степени величины зазора; торцевой зазор влияет на произво-

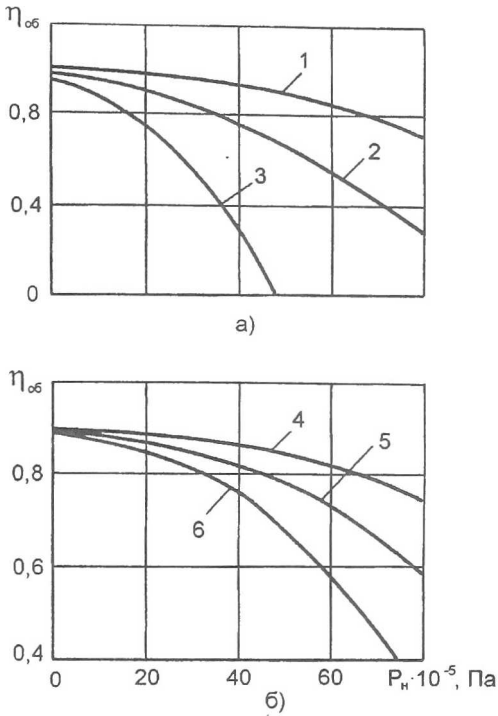


Рис. 1.14. Зависимость объемного КПД шестеренного насоса от давления нагнетания $P_н$ при различных значениях торцевого (а) и радиального (б) зазоров:

1 - S_t=20 мкм; 2 - S_t=30 мкм;
3 - S_t=50 мкм; 4 - S_r=42 мкм;
5 - S_r=50 мкм; 6 - S_r=54 мкм.

дительность насоса больше, чем радиальный. Величина торцевых утечек составляет 80-95% суммарных внутренних утечек насоса. Поэтому для высоконапорных насосов часто используют торцевые уплотнения шестерен. Торцевые и радиальные утечки в разной степени влияют на уровень пульсаций давления нагнетания шестеренного насоса. Изменение величины радиальных утечек по углу поворота шестерни обусловлено различным количеством зубьев шестерни, находящихся в переходной зоне, в каждый отдельный момент времени. Пульсации расхода, вызванные изменением радиальных утечек, зависят от числа зубьев шестерен и величины радиального зазора.

Изменение торцевых утечек по углу поворота невелико и обусловлено неточностью изготовления деталей, непараллельностью поверхностей торца шестерни и корпуса, односторонним смещением шестерен в колодцах корпуса под действием давления нагнетания и т.д. /159, 166/.

Значительное влияние на уровень пульсаций давления оказывает сам механизм зацепления. Вибрации в передаче возникают в результате воздействия переменных сил, которые харак-

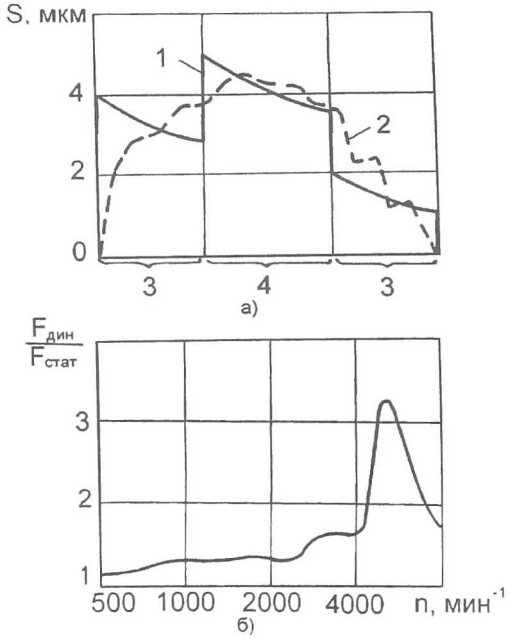


Рис. 1.15. Зависимость деформации зубьев S от вида зацепления (а) и дополнительные динамические силы, действующие на зубья (б) при различных частотах вращения привода насоса:

1 - теоретическая деформация; 2 - замеренный прогиб; 3 - двойное зацепление; 4 - одинарное зацепление.

терны для зубчатых передач, и обусловлены изменением во времени зацепления зубьев.

Из-за деформации зубьев вращение носит «толчковый» характер, вследствие чего динамические нагрузки нередко значительно превышают статические (рис.1.15). Резкий подъем коэффициента динамичности до 3, 4 объясняется явлением резонанса. Изменение условий зацепления зубьев во времени приводит к ударным нагрузкам на опоры шестерен и к их деформации. На поверхности зубьев в зоне контакта действует переменная сила, амплитуда изменения которой зависит от числа зубьев и коэффициента перекрытия. Кроме того, к усиленным вибрациям приводят неточности изготовления зубчатых передач. Например, погрешность в делении, даже при работе без нагрузки, приводит к ударам в зацеплении, а излучаемый шум практически мало зависит от передаваемого момента (рис.1.16а). Погрешность профиля, т.е. отклонение от идеальной формы зубьев, проявляется в излучаемом шуме в процессе контакта двух зубьев (рис.1.16б).

Погрешность профиля приводит к характерной зависимости уровней шума от частоты вращения шестерен. Она становится особенно заметной, если число отклонений, отнесенное к периметру колеса, кратно целому числу.

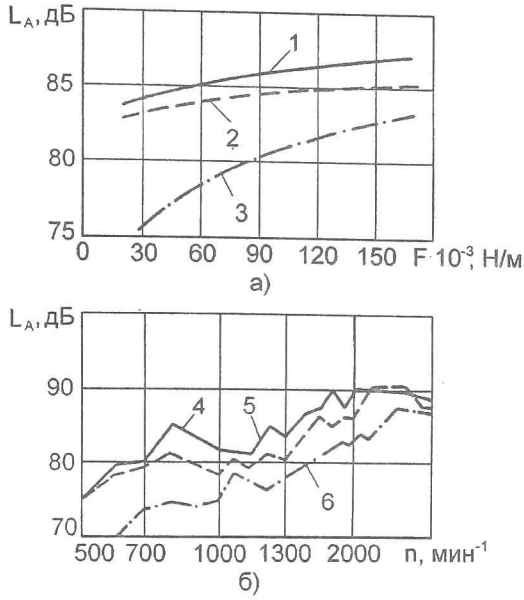


Рис. 1.16. Зависимость звукоизлучения зубчатой передачи от величины крутящего момента (а) и частоты вращения привода насоса (б) при различных погрешностях деления шестерен и погрешностях формы профиля зуба:

1 - погрешность деления Δf=50 мкм; 2 - Δf=40 мкм; 3 - Δf=6 мкм; 4 - погрешность формы профиля f_t=20 мкм; 5 - f_t=10 мкм; 6 - f_t=5 мкм.

Таким образом, на величину производимого шума и уровень вибрации зубчатого зацепления влияют: изменения коэффициента перекрытия зубьев; деформация передачи под нагрузкой; соотношение собственной частоты колебаний шестерни и частоты зацепления зубьев; погрешности изготовления шестерен и погрешности сборки передачи в целом. Применительно к шестеренным насосам эти факторы определяют повышенный уровень пульсаций давления, колебаний механических элементов, а следовательно, снижение надежности его работы.

Изучению причин возникновения пульсаций нагнетаемого давления шестеренных насосов посвящено большое количество исследований, однако лишь немногие из них содержат математическую обработку полученных экспериментальных данных /166/. Многие модели носят полуэмпирический характер и не претендуют на высокую точность результатов. Тем не менее, они характеризуют уровень развития математического моделирования шестеренных насосов на сегодняшний день.

В работе /70/ исследуется модель шестеренного насоса, в которой помимо теоретического расхода Q_{th} учитывается влияние утечек по боковым стенкам Q_1, влияние утечек через зазоры

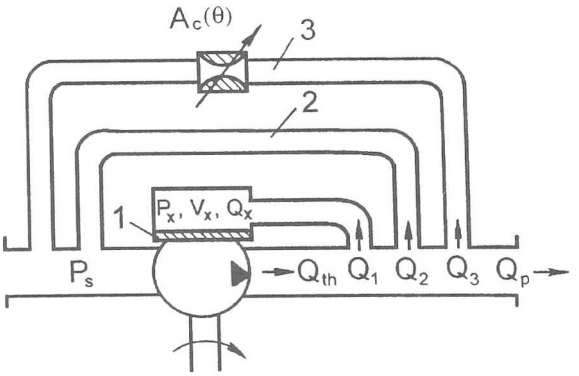


Рис. 1.17. Расчетная схема насоса:

1 - расходы противотоков по торцевым зазорам; 2 - утечки через зазоры; 3 - утечки через разгрузочную канавку.

Q_2 и влияние утечек через разгрузочную канавку (рис.1.17). Считая каналы между полостью нагнетания и внутренними сторонами боковых стенок цилиндрическими трубками и рассматривая их в сосредоточенных параметрах, авторы вводят следующую систему уравнений движения и неразрывности струи

$$\begin{cases} \dfrac{dQ_x}{dt} = \dfrac{A_1}{\rho L_1}(P_1 - P_x) - R_1 Q_x, \\ Q_1 - Q_x = \beta_0 L_1 A_1 \dfrac{dP_x}{dt}, \\ Q_x = \beta_0 V_x \dfrac{dP_x}{dt}, \end{cases} \qquad (1.9)$$

где Q_1 и Q_x - расходы на входе и выходе принятых цилиндрических трубок; P_1 - давление в полости нагнетания; P_x - давление во внутренней полости торцевых уплотнений; V_x - объем этой полости; A_1 и L_1 - сечение и длина принятых цилиндрических трубок; R_1 - коэффициент сопротивления канала; ρ -- плотность жидкости; β_0 - коэффициент объемного сжатия жидкости.

Рассматривая канал утечек через зазоры в виде цилиндрического трубопровода в сосредоточенных параметрах, уравнение движения записывается в следующем виде

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{A_2}{\rho L_2} P_1 - R_2 Q_2 . \qquad (1.10)$$

В установившемся режиме уравнение (1.10) принимает вид

$$\overline{Q_2} = K_n \overline{P_1}, \qquad (1.11)$$

где K_n определяется следующим образом

$$K_n = \frac{kh}{\rho} = \frac{A_2}{\rho L_2 R_2}. \qquad (1.12)$$

Здесь h - эквивалентный зазор; L_2 - длина канала утечек; A_2 и R_2 - эквивалентное сечение и коэффициент сопротивления канала утечек; $\overline{Q_2}$ и $\overline{P_2}$ - средние значения величин P_2 и Q_2.

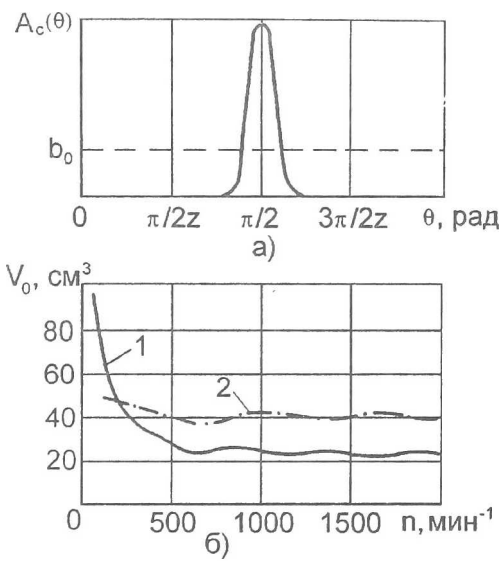


Рис. 1.18. Зависимость изменения площади дозирующего сечения разгрузочной канавки от угла поворота шестерен (а) и зависимость изменения эквивалентного объема полости нагнетания от частоты вращения привода насоса (б):

1 - P_1=4 МПа; 2 - P_1=6 МПа

Утечки через разгрузочную канавку носят импульсный характер. Они рассматриваются как утечки через расходомерное отверстие и определяются выражением

$$Q_3 = A_c(\theta)\sqrt{P_1}, \qquad (1.13)$$

где θ - угол поворота шестерен.

Характер изменения дозирующего сечения $A_c(\theta)$ представлен на рис. 1.18а. Значение $A_c(\theta)$ выражается с помощью ряда Фурье

$$A_c(\theta) = b_0 - \sum_{m=1}^{\infty} b_m \cos(m\omega t) - \sum_{m=1}^{\infty} c_m \sin(m\omega t). \qquad (1.14)$$

В упрощенном виде

$$A_c(\theta) = b_0 - \sum_{m=1}^{\infty} b_m \cos(m\omega t). \qquad (1.15)$$

Пренебрегая в этом выражении членами высшего порядка (со степенью больше 2), а также используя принцип суперпозиции, утечки через разгрузочную канавку записываются в следующем виде

$$Q_3 = b_0\sqrt{P_1} + \frac{b_0}{2\sqrt{P_1}}\Delta P_1 - \sqrt{P_1}\sum_{m=1}^{m=2} b_m \cos(m\omega t), \qquad (1.16)$$

где ω - угловая частота пульсаций; ΔP_1 - амплитуда изменения давления нагнетания P_1

Теоретическая производительность насоса определяется системой уравнений

$$\begin{cases} Q_{th} = \overline{Q_{th}} + \sum_{m=1}^{\infty} a_m \cos(m\omega t), \\ \overline{Q_{th}} = \dfrac{V_{th}\omega}{2\pi z}, \\ a_m = \dfrac{4bR_0^2\omega(-1)^{m+1}}{m^2 z^3}, \end{cases} \qquad (1.17)$$

где V_{th} - теоретическая производительность насоса за один оборот шестерен; R_0 - диаметр основной окружности; b - ширина шестерен: Z - число зубьев.

Реальная производительность насоса Q_p на основании схемы (рис. 1.17) определяется выражением

$$Q_p = Q_{th} - Q_1 - Q_2 - Q_3 - \beta_0 V_1 \frac{dP_1}{dt} = Q_{th1} - Q_1 - Q_2 - Q_{31} - \beta_0 V_1 \frac{dP_1}{dt}, \qquad (1.18)$$

где V_1 объем полости нагнетания насоса.

В этом выражении

$$\begin{cases} \overline{Q_{th}} = \overline{Q_{th1}} + q_{th1}, \\ \overline{Q_{th1}} = \overline{Q_{th}}, \\ q_{th1} = \sum_{m=1}^{\infty} (a_m + b_m \sqrt{P_1}) \cos(m\omega t), \\ Q_{31} = \overline{Q_{31}} + q_{31}, \\ \overline{Q_{31}} = \overline{Q_3} = b_0 \sqrt{P_1}, \\ q_{31} = (b_0 / 2\sqrt{P_1}) \Delta P_1. \end{cases} \quad (1.19)$$

Среднее значение нагнетаемого расхода $\overline{Q_p}$

$$\overline{Q_p} = \overline{Q_{th1}} - \overline{Q_2} - \overline{Q_{31}} = \frac{V_{th}}{60} n - K_n \overline{P_1} - b_0 \sqrt{P_1}, \quad (1.20)$$

где n - число оборотов ротора насоса в мин$^{-1}$.

С учетом уравнения (1.18) передаточная функция системы $G(S) = P_1(S)/Q_{th1}(S)$ равна

$$G(S) = \frac{1}{G_1(s) + G_2(S) + G_{31}(S) + \beta_0 V_1 S + G_p(S)}. \quad (1.21)$$

Из выражения (1.9)

$$G_1(S) = \frac{Q_1(S)}{P_1(S)} = \frac{\beta_0 (L_1 A_1 + V_x) A_1 S}{\rho \beta_0 V_x L_1 (R_1 + S) S + A_1}, \quad (1.22)$$

Из выражения (1.10)

$$G_2(S) = \frac{Q_2(S)}{P_1(S)} = \frac{A_2}{\rho L_2 (S + R_2)} = \frac{K_n R_2}{S + R_2}. \quad (1.23)$$

Из выражения (1.19)

$$G_{31}(S) = \frac{Q_{31}(S)}{P_1(S)} = \frac{b_0}{2\sqrt{P_1}}. \quad (1.24)$$

Величина $G_p(S)$ соответствует характеристике присоединенной нагрузки и для системы трубопровода и дроссельного клапана в сосредоточенных параметрах имеет вид

$$G_p(S) = \beta_0 V_2 S + \frac{\overline{Q_p}}{2P_1}. \tag{1.25}$$

Подставляя выражения (1.22) ...(1.25) в (1.21), получаем

$$G(S) = \frac{1}{\beta_0(V_x + V_1 + V_2)S + K_n + \frac{b_0}{2\sqrt{\overline{P_1}}} + \frac{\overline{Q_p}}{2\overline{P_1}}} =$$

$$= \frac{1}{\beta_0(V_x + V_1 + V_2)S + \frac{2\overline{Q_{th}} - \overline{Q_p} - b_0\sqrt{\overline{P_1}}}{2\overline{P_1}}}. \tag{1.26}$$

С учетом деформации корпуса насоса под действием нагнетаемого давления сумму $V_x + V_1$ можно представить в виде единого эквивалентного объема V_1 величина которого зависит как от частоты вращения ротора насоса, так и от давления в полости нагнетания. Тогда выражение (1.26) примет вид

$$G(S) = \frac{1}{\beta_0(V_1 + V_2)S + \frac{2\overline{Q_{th}} - \overline{Q_p} - b_0\sqrt{\overline{P_1}}}{2\overline{P_1}}}. \tag{1.27}$$

Выражение, описывающее закон изменения нагнетаемого давления, с учетом (1.27) записывается в виде

$$P_1 = \overline{P_1} + \sum_{m=1}^{\infty} a_m |G(j\omega m)| \cos(m\omega t + \psi_m). \tag{1.28}$$

Результаты расчетов, проведенных с использованием выражений (1.27) и (1.28), достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными, однако модель имеет ряд существенных недостатков:

приняты достаточно грубые допущения, позволяющие рассматривать двумерное течение жидкости между торцем шестерни и корпусом насоса в виде одномерного течения по цилиндрическому трубопроводу;

- коэффициенты, входящие в уравнения (1.27) и (1.28), определяются экспериментальным путем в предположении квазистационарности внутренних утечек насоса;

модель не охватывает всех явлений, имеющих место в процессе работы шестеренного насоса;

- не учитывается влияние изменения конструктивных параметров и погрешностей изготовления деталей насоса.

Суммируя всё сказанное, можно сделать вывод об адекватности данной модели только конкретной конструкции шестеренного насоса, когда по результатам проведенных ранее экспериментов можно вычислить коэффициенты уравнений (1.27) и (1.28) и когда заранее известно, какими факторами можно пренебречь. Для комплексных исследований по определению влияния различных параметров шестеренного насоса на его пульсационную производительность эта модель не пригодна.

Еще более зависимой от экспериментальных данных является модель, предложенная в работе /166/.

Кроме того, ни одна из известных моделей не учитывает динамического взаимодействия гидравлических и механических элементов шестеренного насоса.

Таким образом, существующие математические модели не позволяют в полной мере проводить оптимизацию конструкции шестеренного насоса с целью снижения уровня генерируемых им гидромеханических колебаний.

При расчете динамических характеристик топливных и гидравлических систем важным является степень адекватности расчетной модели насоса как источника колебаний рабочей среды реальным процессам. Учитывая сложность процессов, протекающих в насосе, иногда целесообразно воспользоваться его полуэмпирической расчетной моделью. При идентификации шестеренного насоса как источника колебаний можно применить метод динамических аналогий /17, 103/, согласно которому возможна замена участка гидравлической цепи с насосом эквивалентным генератором колебаний давления или расхода. В общем случае гидравлический насос с учетом механических связей, а также входных и выходных магистралей описывают уравнениями для активного шестиполюсника. Однако для расчета колебаний давления и расхода достаточно представить насос в виде активного двухполюсника с внутренним импедансом $Z_н$. Исследования пульсаций давления в системах с шестеренными насосами показывают, что в спектре колебаний помимо основной гармоники,

определяемой частотой зацепления зубьев шестерен, присутствуют высшие гармоники. Сложный спектр колебаний давления в системе обусловлен механизмом их возбуждения, в основе которого лежат указанные выше процессы. При условии независимости динамических процессов во входном и выходном гидравлических трактах для каждой из составляющих спектра колебаний рабочей среды на выходе из насоса можно определить отдельный идеальный источник колебаний расхода или давления (рис.1.19). При предположении линейности коэффициента объемной податливости внутренней полости насоса и сосредоточен-

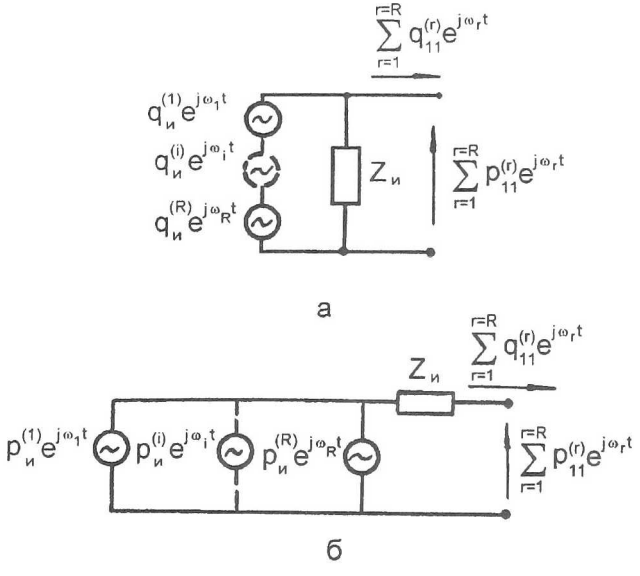


Рис. 1.19. Схема шестеренного топливного насоса как эквивалентного источника колебаний расхода (а) и давления (б).

ности параметров выходного канала для каждого из выделенных источников можно написать следующее условие неразрывности потока:

$$q_{uq}^{(r)} exp(j\omega_r t) = \left(q_v^{(r)} + q_к^{(r)}\right) exp(j\omega_r t);$$
$$r = 1,2,\ldots,R, \qquad (1.29)$$

где $q_{uq}^{(r)}$ - комплексная амплитуда r-го идеального источника колебаний расхода; $q_к^{(r)} = \left[p_п^{(r)} - p_{11}^{(r)}\right] / Z_к^{(r)}$, $q_v^{(r)} = jC_н\omega_r p_п^{(r)}$ - r-ые составляющие комплексных амплитуд колебаний расхода на выходе из насоса и во внутренней его полости; $p_п^{(r)}, p_{11}^{(r)}$ r-ые составляющие комплексных амплитуд колебаний давления во внутренней полости и на выходе насоса; $Z_к^{(r)} = R_к + j\omega_p L_к$ импеданс выходного канала; $C_н$ - акустическая емкость внутренней полости насоса. Подставляя соответствующие выражения для $q_к^{(r)}$ и $q_v^{(r)}$ в (1.29) с учетом того, что $q_к^{(r)} = q_{11}^{(r)}$, получим

$$q_{uq}^{(r)} = \left(1 + jZ_к^{(r)}C_н\omega_r\right)q_{11}^{(r)} + jC_н\omega_r P_{11}^{(r)}, \quad r = 1,2,\ldots,R. \tag{1.30}$$

При представлении топливного насоса в виде эквивалентного источника колебаний расхода или давления на основании равенства (1.30) можно записать

$$q_u^{(r)} = q_{11}^{(r)} + p_{11}^{(r)} / Z_u; \tag{1.31}$$

$$p_u^{(r)} = q_{11}^{(r)} Z_u + p_{11}^{(r)}, \tag{1.32}$$

где $p_u^{(r)} = q_{uq} / (jC_н\omega_r)$, $q_u^{(r)} = q_{uq}^{(r)} / \left[1 + jZ_к^{(r)}C_н\omega_r\right]$ - r-е составляющие производительности эквивалентного источника колебаний давления и расхода с внутренним импедансом $Z_u^{(r)} = \left[1 + jZ_к^{(r)}C_н\omega_r\right] / \left(jC_н\omega_r\right)$. При представлении топливного насоса эквивалентным источником облегчается процесс его идентификации. Учитывая существенный разброс пульсационной производительности гидравлических насосов, можно принять $p_u^{(r)}$ или $q_u^{(r)}$ при расчете статической характеристики систем переменными величинами. Так как геометрические пара-

метры насоса (объемы внутренних полостей, диаметры и длины каналов) в процессе работы изменяются несущественно, то для данного типа насоса $Z_u^{(r)}$ можно считать неизменным. В работе /5/ экспериментально определен импеданс шестеренного топливного насоса, который по основной гармонике аппроксимируется зависимостью (рис.1.20)

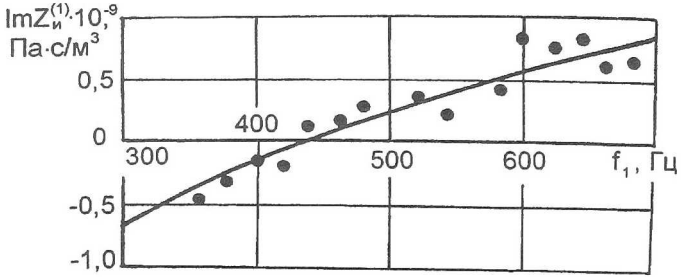


Рис. 1.20. Зависимость мнимой составляющей внутреннего импеданса насоса 4016Т от частоты основной гармоники колебаний рабочей среды ("зубовой" частоты):

● *- эксперимент;*

——— *- аппроксимация.*

$$Z_u^{(1)} = -j\left(1 - L_к C_н \omega_1^2\right) / C_н . \qquad (1.33)$$

Акустическая индуктивность и емкость насоса, определенные в результате аппроксимации экспериментальных данных (см.рис.1.20), равны $L_к$ =5,02·10^{-7} кг/м^4, $C_н$ =3,7·10^{-13} м^{4}с^2/кг.

Для эффективного решения задачи совершенствования динамических характеристик шестеренных насосов необходимо разработать математическую модель, основанную на более полном теоретическом описании шестеренного насоса с учетом взаимосвязи процессов в гидравлических и механических элементах.

Аналогичные процессы взаимодействия гидравлических и механических элементов происходят в плунжерных гидронасосах и гидромоторах, виброакустические характеристики которых подробно исследованы в работе /73/, выполненной под руководством академика К.В. Фролова, где, в частности, отмечается, что вибрационные нагрузки аксиально-поршневого насоса возникают под

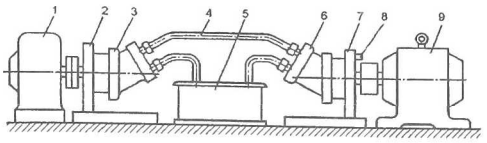


Рис. 1.21. Разомкнутая схема гидропривода:

1 - нагружатель; 2 - угольник; 3 - гидромотор; 4 - нагнетательный трубопровод; 5 - бак; 6 - насос; 7 - угольник; 8 - акселерометр; 9 электродвигатель.

действием переменных сил - внутренних и внешних по отношению к насосу.

К внутренним силам относятся силы давления жидкости на поршни насоса. Эти силы могут быть представлены в виде осевой силы X_p и трех моментов M_p. Поскольку конструкция насоса обладает определенной податливостью, то действие переменных во времени внешних и внутренних сил вызывает относительное перемещение точек механизма насоса, что выражается в вибрации насоса. К внешним силам относятся силы давления жидкости в трубопроводах насоса.

Поскольку характер источников вибрации элементов конструкции насоса зависит от конкретной схемы, в которой работает данный насос, от параметров его рабочего времени, то анализ источников вибрации насоса рассматривается на конкретном примере гидропривода (рис.1.21), состоящего из нерегулируемого насоса *6,* приводимого во вращение электродвигателем *9* и нагружаемого гидромотором *3* с нагружающим устройством 1. Насос *6* и гидромотор *3* с помощью упругих угольников *2* и 7 установлены на жестком фундаменте. Гидропривод работает по разомкнутой схеме. Полости высокого давления насоса и гидромотора соединены между собой гибким коротким шлангом *4,* линии низкого давления представляют собой короткие шланги большого диаметра, опущенные в бак 5. Вибрация насоса *6* в направлении оси его вала замеряется на передней крышке насоса, где установлен датчик вибрации 8.

В табл. 1.1 приведены амплитуды составляющих спектра осевой силы X_p, полученные для семицилиндрового насоса при перепаде давления p_2-p_1= 90 *кГ/см*^{2} и частоте вращения вала 1000 *об/мин.*

Таблица 1.1.

№ гармоники	Частота в *Гц*	Амплитуда составляющей спектра в *кГ* при угле растяжения индикаторной диаграммы в *град*	
		0	3
1	117	102	101
3	351	33,9	32,1
5	585	28,6	17,2
7	819	15,8	11,8
9	1053	11,3	6,8
11	1287	9,24	4,12
13	1521	7,81	2,26
15	1755	6,84	1,037
17	1989	6,01	0,051

Там же приведены величины амплитуд составляющих частотного спектра осевой силы X_p для диаграммы изменения давления прямоугольной формы. Из сравнения обоих спектров видно, что уже небольшой наклон фронта изменения давления реальной индикаторной диаграммы дает заметное снижение вибрационных составляющих спектра осевой силы X_p, особенно в диапазоне частот выше 1000 *Гц.* Аналогично можно получить частотные спектры внутренних моментов для индикаторной диаграммы любой формы.

Вторым источником шума и вибрации аксиально-поршневой гидромашины являются переменные во времени силы давления жидкости в трубопроводах, являющиеся внешними по отношению к насосу и раскачивающие его на упругом кронштейне. Переменное во времени давление имеется как в нагнетательной, так и во всасывающей магистрали. Для рассматриваемой разомкнутой схемы гидропривода (рис. 1.21) всасывающим трубопроводом является короткая труба большого диаметра, в которой с достаточной степенью точности давление можно считать равным давлению в баке 5. Ограничимся рассмотрением лишь нагнетательного трубопровода *4.* Причиной пульсации давления в трубопроводе является неравномерность расхода, определяемая конструкцией насоса и гидромотора и режимами их работы. В работе рассматривалось влияние только насоса.

Подача насоса в нагнетательный трубопровод складывается из двух составляющих — кинематической подачи и подачи сжатия, обусловленной сжимаемостью рабочей жидкости. Кинематическая подача определяется конструкцией машины, ее кинематикой. Теоретическая подача одного цилиндра в нагнетательный

трубопровод для симметричного распределителя с нулевым перекрытием будет периодической функцией с периодом, равным периоду вращения вала насоса, и для j-го цилиндра запишется в пределах одного оборота в виде

$$Q_{kj}(\varphi) = \begin{cases} \omega Fr \sin\gamma \sin\varphi_j, & 0 \le \varphi_j < \pi, \\ 0, & \pi \le \varphi_j < 2\pi, \end{cases} \qquad (1.34)$$

Текущий угол j-го цилиндра

$$\varphi_j = \varphi + (j-1)\frac{2\pi}{i}, \qquad (1.35)$$

где φ — текущий угол первого цилиндра.

Теоретическая подача одного цилиндра (1.35) есть периодическая функция с периодом 2π. Эта функция может быть представлена в виде ряда Фурье:

$$Q_{kj} = \omega Fr \sin\gamma \left\{ \frac{1}{2} + \frac{1}{2}\sin\varphi_j + \frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty}(-1)^l \frac{1}{4l^2-1}\sin\left[2l\varphi_j - \frac{\pi}{2}\right] \right\}. \qquad (1.36)$$

Суммарная подача насоса складывается из подач отдельных цилиндров. Сложение отдельных подач, представленных рядом Фурье в виде (1.36), производится аналогично сложению осевых сил отдельных цилиндров. В спектре суммарной подачи насоса Q_k остаются гармонические составляющие, номер которых кратен числу цилиндров i, а амплитуда умножается на величину i. Таким образом, разложение в ряд Фурье кинематической подачи насоса будет иметь вид

$$Q_k = \sum_{j=1}^{i} Q_{kj} = i\omega Fr \sin\gamma \left\{ \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi}\sum_{i=1}^{\infty}(-1)^{il} \frac{1}{4i^2l^2-1}\sin\left[2il\beta - \frac{\pi}{2}\right] \right\}. \qquad (1.37)$$

Коэффициенты при синусах ряда (1.37) представляют собой спектр кинематической подачи аксиально-поршневого насоса и определяются для каждого насоса экспериментально.

Определим теперь подачу сжатия. При переходе в в.м.т. цилиндр соединяется с полостью высокого давления на распределителе. Давление в цилиндре не сразу поднимается до давления нагнетания, а лишь после поворота на некоторый угол φ_0. При прохождении цилиндром промежутка $0 \le \varphi \le \varphi_0$ давление в нем

растет, а в связи с этим жидкость сжимается. Подача цилиндра в это время в полость нагнетания меньше теоретической на величину, определяемую сжатием жидкости в полости цилиндра и называемую подачей сжатия. В действительности, поскольку подача сжатия в реальных машинах велика, то на участке поворота цилиндра $0 \le \varphi \le \varphi_0$ поток жидкости направлен из полости высокого давления в цилиндр. В области н.м.т. подача сжатия между полостью высокого давления и полостью цилиндра отсутствует, поскольку давление в цилиндре падает от высокого давления p_2 до низкого p_1 уже после того, как цилиндр перешел нижнюю точку и соединился с полостью низкого давления.

Если принять для рабочей жидкости, применяемой в гидроприводе, линейный закон сжимаемости, то для вычисления расхода сжатия справедливо выражение

$$Q_{сжj} = -\frac{\omega V_j dp}{\chi\, d\varphi}, \qquad (1.38)$$

здесь V_j — объем цилиндра в н. м. т.;

χ — модуль сжимаемости жидкости.

Приняв для простоты трапецеидальную форму индикаторной диаграммы с линейным изменением давления по углу поворота блока цилиндров

$$p(\varphi) = \begin{cases} (p_2 - p_1)\dfrac{\varphi}{\varphi_0} + p_b & при \quad 0 \le \varphi < \varphi_0, \\ P_2 & при \quad \varphi_0 \le \varphi < \pi, \\ (p_2 - p_1)\dfrac{\pi - \varphi}{\varphi_0} + p_H & при \quad \pi \le \varphi < \pi + \varphi_0, \\ p_1 & при \quad \pi + \varphi_0 \le \varphi < 2\pi, \end{cases}$$

запишем подачу сжатия j-го цилиндра в пределах одного оборота вала

$$Q_{сж\,j} = \begin{cases} \dfrac{\omega V_j}{\chi}\dfrac{p_2 - p_1}{\varphi} & при \quad 0 \le \varphi_j < \varphi_0, \\ 0 & при \quad \varphi_0 \le \varphi_j < 2\pi. \end{cases} \qquad (1.39)$$

Разложение в ряд Фурье периодической функции, представленной в пределах одного периода равенствами (1.39), будет иметь вид

$$Q_{сж_j} = -\frac{\omega V_j}{\chi}\frac{p_2 - p_1}{\varphi_0}\left[\frac{\varphi_0}{2\pi} + \frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty} sin\frac{l\varphi_0}{2} sin(l\varphi_l - \frac{\varphi_0}{2})\right].$$

(1.40)

Складывая подачи сжатия отдельных цилиндров, получим подачу сжатия всего насоса. Спектр подачи сжатия будет содержать лишь гармоники разложения в ряд Фурье подачи сжатия отдельного цилиндра (1.40), номер которых кратен числу цилиндров, а амплитуда в j раз больше, чем по формуле (1.40), т. е.

$$Q_{сж_j} = -\frac{\omega V_j}{\chi}\frac{p_2 - p_1}{\varphi_0}\left[\frac{\varphi_0}{2\pi} + \frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty} sin\frac{l\varphi_0}{2} sin(l\varphi_l - \frac{\varphi_0}{2})\right].$$

(1.41)

Сравнение спектров (амплитуд) кинематической подачи и подачи сжатия показывает, что колебания кинематической подачи в рассматриваемом случае /73/ пренебрежимо малы по сравнению с колебаниями подачи сжатия.

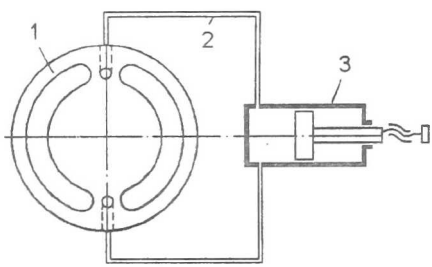


Рис. 1.22. Схема подключения резонатора к насосу:

1 насос; 2 - трубопроводы; 3 - емкость резонатора.

Исследования показали, что на низких частотах (первые две гармоники спектра) внешние силы колебания давления в трубопроводе имеют большее влияние на вибрацию машины. На более высоких частотах вибрация насоса вызывается в основном внутренними усилиями, действующими в насосе.

Уменьшение уровня вибраций механизмов аксиально-поршневых гидромашин возможно при использовании колебательных свойств систем, подобных резонатору Гельмгольца. Такие системы в виде трубопроводов и емкости-резонатора, подключаемые к распределительному узлу гидромашин, использовались французскими фирмами при необходимости ослабления уровня вибраций в узкой полосе частот. Механизм возбуждения резонатора (рис. 1.22) связан с рабочим процессом гидромашины, что позволяет системе автоматически подстраиваться к режиму работы насоса. Резонатор через сверления в перемычках распределителя и цилиндры (см. рис. 1.22) периодически соеди-

няется с полостями нагнетания и всасывания. Такое соединение приводит к возбуждению в резонаторе колебаний давления, дефазированных к пульсациям давления на перемычках, что достигается путем подбора параметров системы. Это позволяет уменьшить амплитуду пульсаций давления на перемычках распределителя. С другой стороны, подключение к цилиндру в момент его перехода через перемычку распределителя дополнительной емкости позволяет сглаживать характер изменения давления в цилиндре и соответственно влиять на форму индикаторной диаграммы.

Взаимодействие рабочей жидкости с механическими звеньями приводит к изменению динамических характеристик исполнительных элементов гидропередач. Наличие высокочастотных колебаний давления и скорости рабочей жидкости (помех), связанных с несовершенством рабочего процесса гидромашин и возбуждением вибрации отдельных механизмов гидросистемы, приводит к изменению вибрационных характеристик гидромашин.

Так, нелинейная зависимость нагрузочного момента от угловой скорости вращения выходного вала гидромотора приводит к зависимости резонансных свойств колебаний вала от формы и частоты высокочастотной помехи. К аналогичным явлениям приводит взаимодействие рабочей жидкости с клапаном, золотником и другими гидравлическими механизмами, причем свойства динамического взаимодействия жидкостных и механических звеньев гидропередачи проявляются лишь при учете нелинейностей, присущих характеристикам гидравлических элементов.

Общей характерной особенностью жидкостно-механических систем в гидропередачах является их неавтономность, поскольку частоты низкочастотного рабочего сигнала и высокочастотной помехи определяются внешними системами управления и угловой скоростью привода.

Процессы взаимодействия жидкостных и механических звеньев в гидропередачах оказывают существенное влияние на частотный диапазон спектра вибраций исполнительного органа гидропередачи. Гармонические составляющие вибраций, связанные с рабочим процессом насоса, распространяются по рабочей жидкости соединительных магистралей и обогащают спектр вибрации исполнительного органа (гидромотора) высокочастотными составляющими. Уровни вибраций гидромотора на этих частотах обычно достаточно велики, что хорошо видно из спектрограмм, показанных на рис. 1.23. При вращении приводного вала питаю-

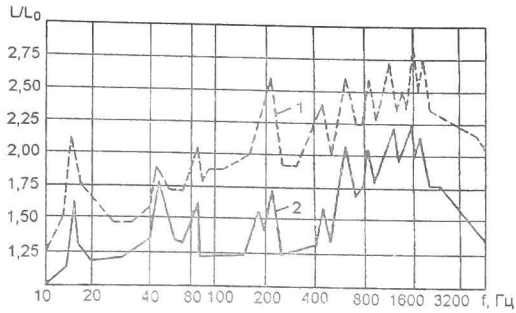


Рис. 1.23. Спектры вибрации гидромотора ПМ-20 при p*=60 кГ/см*^{2}*,* n_1*=1500 об/мин;* n_2*=900 об/мин:*

1 - на лапе гидромотора; 2 - на раме после амортизаторов АКСС-60И.

щего девятипоршневого насоса со скоростью n_1 = ***1500 об/мин*** в спектре вибраций гидромотора, вал которого вращается со скоростью n_2 = ***900 об/мин,*** имеются гармоники на частотах 225: 450; 675 *Гц* и т. д., связанные с рабочим процессом насоса. Аналогично (рис. 1.24) в спектре вибраций гидромотора большого момента, вал которого вращается со скоростью n_2 = ***40 об/мин,*** имеются гармоники на частотах 150: 300; 450; 600 *Гц* и т. д., связанные с рабочим процессом питающего девятипоршневого насоса, приводной вал которого вращается со скоростью n_1 = ***1000 об/мин.***

Уменьшение уровня вибраций гидромотора на указанных частотах связано, с одной стороны, с облагораживанием рабочего процесса питающего насоса, а с другой — с анализом характера распространения высокочастотных помех по рабочей жидкости соединительных магистралей и разработкой средств фильтрации помех на выходе из насоса.

В работах /52, 53, 86/ указывается на возможность снижения виброчувствительности гидромеханических регуляторов путем увеличения демпфирования их подвижных частей. Одновременно с этим отмечается, что такой путь является весьма ограниченным, поскольку жестко лимитируется требованиями обеспечения необходимого быстродействия регулятора.

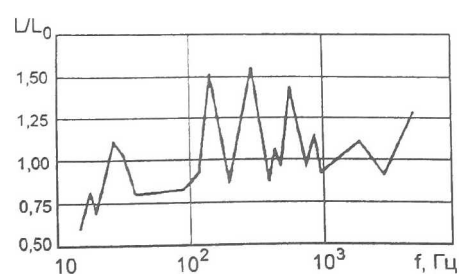


Рис. 1.24. Схема вибрации гидромотора ГБМ при p*=60 кГ/см*^{2}*,* n_1*=1000 об/мин;* n_2*=40 об/мин*

В свою очередь, слабое демпфирование золотников может приводить к неустой-

чивой работе регуляторов /88/ и возникновению пульсаций рабочей среды. Поэтому важным вопросом при обеспечении надежности агрегатов гидромеханических САР является изучение автоколебательных процессов. Автоколебания клапанов, золотников топливной автоматики приводят к их преждевременному износу и поломкам /56/. Особенностью автоколебательных процессов в САР является постоянство частоты колебаний при изменении режима работы двигателя. Так, например, при экспериментальных исследованиях топливной системы двигателя НК-25 были обнаружены колебания давления с частотой, практически не изменяющейся при увеличении режима работы двигателя от малого газа до максимального. Амплитуда пульсаций давления на выходе из агрегата дозировки топлива достигала 0,7МПа, а в первом контуре топливных форсунок - 0,15МПа в узком диапазоне частот 90...100 Гц. Установлено, что причиной данного явления служила потеря устойчивости клапана постоянного перепада давления на дозирующей игле регулятора.

Неустойчивая работа отдельных контуров САР авиационных двигателей может привести также к отклонению характеристик систем, в частности, на переходных режимах. Повышенные колебания давления и вибрации золотника ограничителя нарастания давления агрегата НР-49 приводили к зависанию золотника и увеличению времени приемистости на 7,5 с. При этом наблюдались пульсации давления с частотой 40 Гц, амплитуда которых достигала 0,45 МПа на выходе из насоса и 0,25 МПа в первом контуре форсунок.

При стендовых испытаниях топливных агрегатов 4065, 4066 наблюдались колебания давления в гидравлических цепях с частотой 10...30 Гц, что приводило к "зависанию" двигателя на режиме малого газа . Исследованиями установлено, что причиной возникновения автоколебаний в САР изделия являются нелинейная зависимость площади проходного сечения золотника ограничителя нарастания давления от его перемещения и наличие воздушных включений в полости перепускного клапана.

Существенно снижают надежность и устойчивость работы систем топливоподачи динамические процессы в магистралях систем от бакового подкачивающего насоса до насоса-регулятора двигателя /38/. Колебания давления в низконапорной части систем, имеющие невысокие частоты (до 10 Гц) и в основном совпадающие с первым тоном акустических колебаний системы «трубопровод регулятор давления - центробежный насос», при-

водят к поломкам подводящих трубопроводов, нарушению непрерывной подачи топлива в двигателе и возникновению кавитационных режимов работы центробежных насосов.

В свою очередь, высокочастотные колебания рабочей среды оказывают влияние на статические и динамические характеристики гидромеханических САУ авиационных ГТД особенно при наличии в системах нелинейных элементов. Такими элементами являются широко распространенные гидравлические дроссели постоянного и переменного сечения (жиклеры, дроссельные пакеты, демпферы, клапаны, дозирующие иглы, золотники и другие устройства). Колебания давления приводят к отклонению характеристик агрегатов и нестабильности их работы /35, 40, 61/. Пульсации давления от насоса передаются по напорной и всасывающей магистралям, часто со значительным усилением.

Кроме гидронасоса источником колебаний в гидромеханических системах питания и управления ДЛА могут быть и другие агрегаты, в частности агрегат, содержащий центробежный чувствительный элемент/56, 87/. В работе /87/ показано, что за счет неравномерности частоты вращения привода агрегата, обусловленной отступлением от теоретической схемы зацепления сопряженно работающих пар шестерен в коробке приводов (наличие эксцентриситета, биения начальной окружности относительно оси шестерни и др.), происходят колебания золотника управляющего давления, приводимого от центробежного чувствительного элемента. Частота колебаний золотника равна частоте вращения привода, а размах колебаний достигает 1 мм, что соответствует величине рабочего хода золотника. Аналогичный механизм возникновения пульсаций был выявлен авторами при исследовании датчика приведенной частоты вращения ДПО системы управления механизацией сопла и компрессора ГТД. Причем было установлено, что размах колебаний золотника и размах пульсаций командного давления в значительной степени зависят от характеристик присоединенной к агрегату ДПО системы. Повышенные пульсации командного давления на выходе из агрегата ДПО привели к поломкам усталостного характера гидроцилиндра агрегата перепуска воздуха АПВ и хомута привода регулируемого направляющего аппарата в агрегате РСК. Пульсации давления в гидравлических магистралях явились причиной износа ролика регулятора степени повышения давления в компрессоре двигателя, что привело к предпомпажному состоянию изделия и преждевременному съему агрегата с двигателя. Эксперимен-

тально установлено, что пульсации командного давления в ДПО обусловлены отрицательным перекрытием рабочих кромок золотниковой пары из-за неблагоприятного сочетания допусков при изготовлении ее деталей.

Большое влияние на возникновение пульсаций командного (управляющего) и высокого давления в гидромеханических системах питания и управления могут оказывать процессы в сливных линиях /115/. Авторами была установлена однозначная связь колебаний командного давления в агрегате РСК двигателя с колебаниями в магистрали слива и показано, что пульсации давления из полости слива могут со значительным усилением передаваться в магистраль командного давления и к исполнительным органам.

Кроме рассмотренных причин к возникновению повышенных пульсаций рабочей среды в магистралях гидромеханических систем могут приводить вибрационные нагрузки /14, 51, 52, 53/. Об этом, в частности, свидетельствуют результаты испытаний агрегатов ДПО на вибростенде. При проверке совместной работы агрегатов ДПО, РСК и АПВ в отсутствие вибрационных нагрузок колебания командного давления $P_{по}$ не наблюдались. При подводе к агрегату ДПО вибраций с частотой $\approx$ 115 Гц и перегрузкой 6*g* в системе возникли колебания давления $P_{по}$ с размахом $4{,}8*10^5$ Па.

Исследования, проведенные в работе /93/, показали, что в гидромеханических регуляторах вибрационное воздействие может вызывать следующие эффекты:

- изменение режима работы регуляторов, например, воздействие вибраций частотой 94 Гц на регулятор 935М приводит к уменьшению расхода жидкости через агрегат до 40% от номинального значения, а воздействие вибраций на агрегат РСФ-53Б увеличивает расход топлива через него на 16%;
- возбуждение повышенных колебаний рабочей среды с частотой, кратной частоте вибрации агрегатов, что наблюдалось, например, на агрегате РР-15А во время стендовой отладки;
- возбуждение низкочастотных колебаний в системе при совместном воздействии вибраций и пульсации вследствие детектирующих свойств гидравлических сопротивлений, имеющих нелинейную расходную характеристику.

Аналогичные результаты были получены при исследовании систем топливопитания двигателей Д18Т, НК-25, НК-32 /68/.

Исследование процесса запуска двигателя Д18Т показало, что причиной сверхнормативного отклонения его характеристики

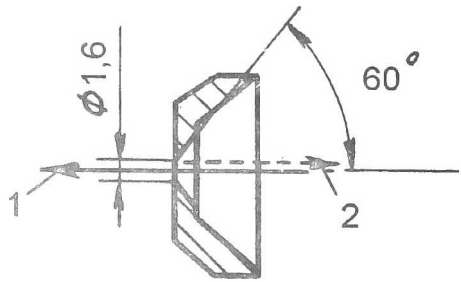


Рис. 1.25. Острокромочный несимметричный дроссель:

1 - направление потока жидкости при прямом включении дросселя;
2 - направление потока жидкости при обратном включении дросселя.

являются повышенные колебания рабочей среды /68/. Теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение механизма "увода" среднего давления в непроточной гидравлической цепи, обусловленного нелинейным осреднением колебаний рабочей среды на дросселирующих элементах, дано в работах /43, 154/.

Экспериментальная проверка механизма "увода" статического расхода при наличии колебаний рабочей среды проводились на несимметричном дросселе (рис. 1.25) по методике, изложенной в работе /43/. В процессе исследований определялись постоянная составляющая и амплитуда колебаний перепада давления на нелинейном дросселе, а также статический расход жидкости на выходе из цепи при наличии колебаний рабочей среды и при их отсутствии. Из графических зависимостей (рис. 1.26) следует, что пульсации рабочей среды значительно влияют на расходную характеристику дросселирующих элементов.

Отклонение статических характеристик САР может быть вызвано и вибрационным возбуждением элементов систем /71/. Изменение режима работы САР двигателей под действием вибраций в работах /51, 53/ объяснено преобразованием помех (вибраций золотников, маятников, сервопоршней) в нелинейных элементах регуляторов в отклонение полезного сигнала.

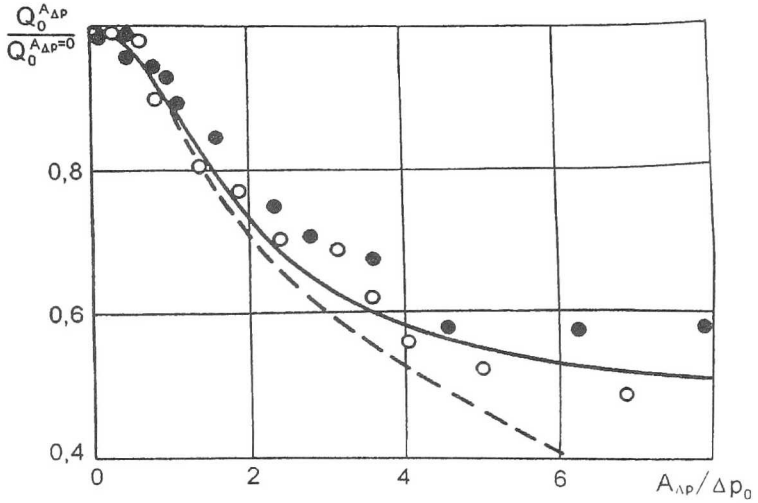


Рис. 1.26. Зависимость относительного расхода жидкости через дроссель от относительной амплитуды колебаний перепада давления на дросселе:

● - *"прямое" включение дросселя (эксперимент);*
○ - *"обратное" включение дросселя (эксперимент);*
—— - *"прямое" включение дросселя (теория);*
– – - *"обратное" включение дросселя (теория).*

Таким образом, колебания рабочей среды и механических элементов оказывают существенное влияние на характеристики и надежность функционирования гидромеханических систем.

1.3. МЕТОДЫ ПОДАВЛЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ.

Из опыта создания и эксплуатации гидравлических систем известны основные пути устранения вынужденных колебаний рабочей среды /2, 12, 25, 36, 57, 59, 69, 96, 151/:

- устранение колебаний в источнике;
- частотная отстройка систем;

применение специальных корректирующих устройств - гасителей колебаний (ГК).

Первому пути решения задачи посвящено большое число исследований /11, 23, 25, 26, 31, 34, 36, 54, 73, 77, 107/. Однако устранение колебаний в источнике часто связано с необходимостью значительных изменений в конструкции отдельных агрегатов, а в некоторых случаях сам характер организации рабочего процесса в элементах систем предопределяет генерирование колебаний. Вместе с тем, приведенный в разд. 1.2 анализ дает основание для создания методов расчета таких энергетических узлов, как гидронасосы. Главной задачей при этом является исследование динамического взаимодействия гидравлических и механических элементов насоса с целью совершенствования его характеристик как источника гидромеханических колебаний.

Частотная отстройка систем осуществляется путем рационального размещения агрегатов и правильного выбора соответствующих длин и диаметров трубопроводов /46, 49, 50, 86, 92, 113, 115/. Этот метод целесообразно применять на этапе проектирования системы с привлечением средств вычислительной техники и электроаналогового моделирования /29, 64, 103/. На этапе доводки и в эксплуатации частотную отстройку, как правило, осуществить очень трудно, так как компоновка всех систем взаимосвязана и жестко регламентирована.

Все более широкое применение в топливных и гидравлических системах находят гасители колебаний. Это объясняется следующими обстоятельствами: большинство гасителей отличается конструктивной простотой и надежностью; введение гасителя практически не усложняет гидравлическую систему и не требует ее значительных переделок; гасители стабилизируют граничные условия на агрегатах независимо от характеристик присоединенных систем, что особенно важно для многоцелевых агрегатов систем питания и управления; применение гасителей обеспечивает большую свободу действий конструктору по оптимальному проектированию системы без учета пульсаций.

Изучение вопросов проектирования, оценки эффективности действия гасителей различных типов и оптимизации их характеристик посвящен ряд работ как у нас, так и за рубежом /32, 33, 47, 110, 119, 120, 122, 123, 134, 151, 161, 164, 169, 170, 172/. В них дана достаточно полная классификация типов, схем и конструкций гасителей, показаны предпочтительные области их применения.

Конструкции всех известных гасителей колебаний содержат два типа основных элементов: активные и реактивные /6, 7, 8, 9, 110, 119, 151/. Активные элементы (жиклеры, дроссели, диафрагмы и т.п.) обеспечивают эффективное рассеяние энергии колебаний рабочей среды и превращение ее в тепловую энергию. Реактивные элементы являются своего рода аккумуляторами, перераспределяющими энергию колебаний: элементы емкостного типа (полости, упругие перегородки) - накапливают в течение одного цикла колебаний потенциальную энергию, а элементы инерционного типа (гладкие соединительные каналы) - аккумулируют кинетическую энергию.

Гасители колебаний, состоящие из реактивных элементов, работают как акустические фильтры, препятствующие прохождению колебаний определенных частот от источника в трубопроводную цепь. Эти частоты зависят от массы и упругости рабочей среды в элементах гасителя.

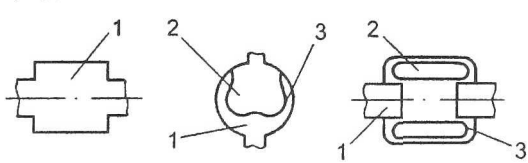


Рис. 1.27. Камерные гасители:

1 - полость рабочей жидкости; 2 - газ; 3 - эластичная мембрана.

Простейшими гасителями реактивного типа являются камерные, резонансные и интерференционные /32, 110, 119, 151/.

Камерные гасители в виде полостей различной формы (рис. 1.27) широко используются, в гидравлических цепях двигателей и летательных аппаратов для увеличения акустической податливости участков гидросистем: начиная с некоторых частот, сопротивление цепи в месте установки гасителя приближается к нулю.

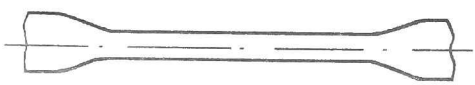


Рис. 1.28. Суженный участок трубопровода.

Противоположное по характеру воздействие на динамику трубопроводной цепи оказывает элемент, обладающий инерционным сопротивлением, выполненный, например, в виде суженного участка трубопровода (рис. 1.28). Такой элемент способствует увеличению входного импеданса в области высоких частот.

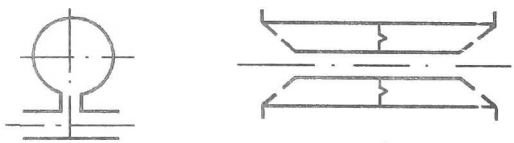


Рис. 1.29. Гасители резонансного типа:

а) - ответвленный резонатор; б) - параллельный резонатор.

Наиболее широко в гидросистемах двигателей и летательных аппаратов применяются резонансные гасители /122, 151/, отличающиеся относительно небольшими габаритами и массой и в определенном диапазоне частот эффективно воздействующие на амплитудно-фазовую характеристику (АФХ) магистрали. Они обладают малым гидравлическим сопротивлением для стационарной составляющей потока жидкости. Резонансные контуры включаются в трубопроводную цепь последовательно или параллельно.

Ответвленный резонатор (рис. 1.29а) в области резонансной частоты обеспечивает близкое к нулю входное сопротивление цепи, в которую он установлен.

Параллельный резонансный контур реализуется установкой на пути основного потока упругой перегородки и инерционного (проточного) канала (рис. 1.29б). В области частот, близких к резонансной частоте контура, динамическое сопротивление устройства становится достаточно большим.

Введение резонансных контуров в структуры широкополосных акустических фильтров позволяет повысить эффективность их действия в определенных узких диапазонах частот при сохранении габаритов и массы гасителей (рис. 1.30).

Интерференционные ГК применяются обычно для подавления колебаний на определенных резонансных частотах. Они вы-

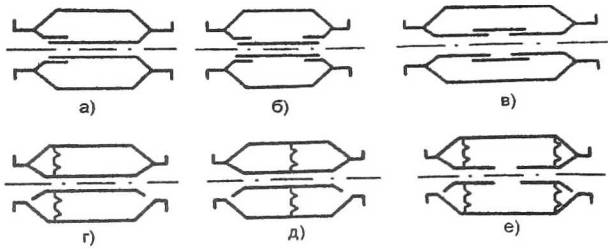


Рис. 1.30. Схемы акустических фильтров, содержащих в структуре резонансные контуры:

а), б), в) Г-, П-, Т-образные фильтры с ответвленными резонаторами;
г), д), е) - Г-, П-, Т-образные фильтры с параллельными резонаторами.

полняются в виде параллельных каналов (рис.1.31), длины которых отличаются на величину половины длины волны колебаний.

Гасители колебаний активного типа обеспечивают рассеяние энергии колебаний рабочей среды в широком диапазоне частот.

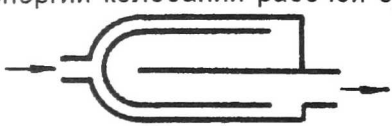


Рис. 1.31. Интерференционный гаситель.

В зависимости от назначения и свойств конкретной трубопроводной цепи выбирается место установки ГК и его характеристики. В простейшем случае активные элементы устанавливаются непосредственно в магистрали (рис. 1.32а,б).

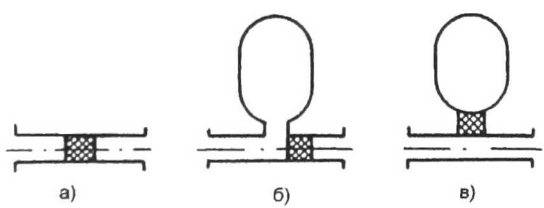


Рис. 1.32. Схемы установки активных элементов в магистралях гидросистем.

Такая схема установки наиболее целесообразна и довольно часто используется в непроточных и малопроточных гидравлических магистралях, в частности, в цепях измерения и контроля давления, в магистралях систем управления, предназначенных для передачи сигналов управления и др. В проточных цепях активные элементы целесообразно устанавливать параллельно

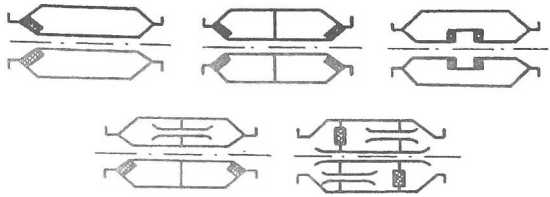


Рис 1.33. Схемы активных гасителей на основе акустических фильтров.

основному потоку (рис. 1.32в) для уменьшения сопротивления стационарной составляющей потока.

В настоящее время для гидравлических систем разработан ряд ГК в виде совокупности сосредоточенных активных и реактивных элементов (рис. 1.33).

Они обеспечивают эффективный отбор энергии колебаний и позволяют значительно расширить диапазон частот эффективного воздействия на динамическую характеристику гидравлической цепи.

Наиболее глубоко вопросы проектирования и исследования гасителей для пневмогидравлических и топливных систем двигателей и летательных аппаратов решены в работах /119, 151/. Авторами этих работ обоснованы основные показатели, характеризующие совершенство конструкции гасителя: эффективность действия, надежность, масса, габаритные размеры и гидравлическое сопротивление. Ими созданы методики расчета характеристик и проведены обширные исследования различных типов гасителей для подавления вынужденных колебаний в нагнетательных магистралях гидравлических и топливных систем, а также в измерительных линиях. В работах /119, 151/ показано, что наиболее объективной оценкой эффективности действия гасителей колебаний является коэффициент вносимого затухания $K_{вн}$, определяемый как отношение соответствующих числовых характеристик (например, амплитуд колебаний давления) в определенных сечениях трубопроводной цепи до и после введения в систему гасителя. При последовательном включении элементарного гасителя (например, жиклера, дроссельной шайбы) вносимое затухание определяется по формуле

$$K_{вн} = \left| 1 + \frac{Z_г}{Z_и + Z_н} \right|, \qquad (1.42)$$

где $Z_г$ - импеданс гасителя: $Z_и$ - внутренний импеданс источника колебаний; $Z_н$ - входной импеданс присоединенной трубопроводной цепи.

Из уравнения (1.42) определяется условие обеспечения коэффициента вносимого затухания не ниже заданного /151/

$$\left|1 + Z_r Y_э\right|_{\omega\in[\omega_1,\omega_2]} \geq \eta, \qquad (1.43)$$

где $Y_э=1/(Z_и+Z_н)$.

Имея в виду, что $Z_r = |Z_r(\omega)|exp[j\varphi_r(\omega)]$ и $Y_э = |Y_э(\omega)exp[j\varphi_э(\omega)]|$ из условия (1.43) определяется, требуемое значение модуля импеданса гасителя

$$|Z_r(\omega)| \geq sup\left\{\frac{1}{|Y_э(\omega)|}\sqrt{N + 2\sin\varphi_э(\omega)\sqrt{M}}\right\}_{\omega\in[\omega_1,\omega_2]}, \qquad (1.44)$$

где

$$M = \eta^2 - 1 + 2|Y_э(\omega)|KR_g\cos\varphi_э(\omega) + \sin^2\varphi_э(\omega) + |Y_э(\omega)|^2 K^2 R_g^2,$$

$$N = \eta^2 - 1 + 2\sin^2\varphi_э(\omega) - 2|Y_э(\omega)|KR_g\cos\varphi_э(\omega),$$

$K = 2$ - для турбулентного течения, $K = \mu_a$ - для ламинарного режима течения /113,151/, R_g - допустимое гидравлическое сопротивление гасителя для стационарной составляющей потока $R_g = (\Delta P_r / Q)_{доп}$ Для наихудших условий работы $(\varphi_э = \pi/2)$ требуемое значение модуля импеданса

$$|Z_r(\omega)| \geq sup\left\{\frac{1}{|Y_э(\omega)|}\sqrt{\eta^2 + 1 + 2\sqrt{\eta^2 + |Y(\omega)|^2 K^2 R_g^2}}\right\}_{\omega\in[\omega_1,\omega_2]}. \qquad (1.45)$$

При известном значении модуля импеданса гасителя, определенном по выражению (1.45), производится расчет параметров конструкции конкретных схем гасителей /119, 151/. Однако для выбора параметров гасителей в случае подавления колебаний в гидромеханических системах питания и управления, условия (1.45) недостаточно, так как оно не учитывает требований по качеству регулирования системы с гасителем.

В известных работах рассматривались вопросы создания гасителей колебаний давления для гидравлических систем без учета их влияния на механические цепи приводов агрегатов и не

рассматривались вопросы совершенствования конструкции самих агрегатов с целью снижения динамических нагрузок. Кроме того, в этих работах не учитывалось влияние установки гасителя колебаний на передачу полезного сигнала, т.е. влияние его на быстродействие системы, что особенно важно для систем гидравлической и топливной автоматики.

Все приведенные исследования показывают, что корректирующие устройства (гасители колебаний) являются эффективным средством расширения областей устойчивой работы регуляторов. Однако названные работы не учитывают влияние характеристик механических линий привода агрегатов и сливных магистралей на устойчивость регуляторов и не позволяют ответить на вопрос, какая из присоединенных цепей оказывает наибольшее влияние на устойчивость системы. Кроме того, тип и параметры корректирующих устройств выбираются без учета их влияния на качество переходных процессов в системе. Поэтому для гидромеханических регуляторов и систем требуется более широкое обобщение результатов известных работ в плане оценки влияния на устойчивость присоединенных к агрегатам гидравлических магистралей и механических цепей. Эта проблема приобретает важное значение и в связи о переходом авиационных ГТД на альтернативные виды топлива, например, сжиженный природный газ (СПГ), когда требуется уже на стадии проектирования и доводки изделий дать заключение о работоспособности, устойчивости и динамической точности систем питания и управления, которые должны работать и на СПГ, и на керосине /60/.

Известные методы снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических агрегатах и системах основаны на демпфировании механических колебаний о помощью виброгасителей, разработанных рядом ученых /73, 78, 111, 140/, а также на подавлении колебаний рабочей среды с помощью специальных гасителей, созданных в Самарском государственном аэрокосмическом университете, где разработаны методы проектирования и созданы корректирующие устройства, устанавливаемые между агрегатами и присоединенной гидравлической или механической системой. Однако целесообразно создание таких корректирующих устройств, которые являются элементами самого агрегата и наряду с заданными статическими параметрами обеспечивают требуемые динамические характеристики агрегатов, что гарантирует их стабильную работу в любых системах, независимо от присоединенных гидромеханических цепей. Кроме того необхо-

димо разработать методики, которые позволяют определять наиболее эффективные мероприятия по снижению виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. Решению этих задач посвящены последующие главы.

Глава 2. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

В гидравлических и топливных системах наиболее широко применяются шестеренные и плунжерные насосы, которые служат для преобразования механической энергии в энергию движущейся жидкости и одновременно являются источниками колебаний и шума /11, 37, 73, 138, 159, 166, 168, 173/.

В плунжерных и шестеренных насосах наличие пульсационной составляющей производительности обусловлено самим механизмом перекачивания жидкости, а также сопутствующими этому процессу эффектами. Увеличение амплитуд знакопеременных нагрузок на подвижные части насоса приводит к их преждевременному износу, снижению показателей эффективности работы и надежности агрегата.

Вопросы снижения виброакустической активности насосов тесно связаны с проблемой снижения пульсационной производительности / 37, 73, 107, 128, 138, 160, 166, 168/. В настоящее время существует достаточно большой набор мероприятий по снижению пульсационной производительности насосных агрегатов, однако, на практике многие из них не дают необходимого эффекта, так как они разрабатываются на основе упрощенных представлений о рабочем процессе насосных агрегатов. Тем же можно объяснить и большое количество экспериментальных работ, и низкую эффективность мероприятий по совершенствованию динамических свойств насосных агрегатов.

Для успешного решения проблем, связанных со снижением динамических нагрузок и шума при работе насосов необходимо тщательное исследование их динамических характеристик на основе моделей, учитывающих процессы виброакустического взаимодействия в гидромеханических элементах.

2.1. ДИНАМИКА ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОНАСОСОВ

Рассмотрим систему насосной подачи жидкости, состоящую из шестеренного насоса, подсоединенной по входу и выходу гидравлической нагрузки. Гидравлическую нагрузку при этом можно представить в виде сочетания участков трубопровода, емкостных и дроссельных элементов.

В качестве объекта моделирования примем шестеренный насос с внешним зацеплением шестерен и эвольвентным профи-

лем зуба с произвольным коррегированием, оснащенный компенсаторами торцевых зазоров (рис. 2.1). Компенсатор каждой шестерни состоит из двух подпятников: подвижного и неподвижного, причем давление поджатия дифференцировано по углу поворота шестерен, т.е. реализуется концепция "следящего" поджима. Особенностью конструкции объекта моделирования является функциональное объединение каждой шестерни и ее цапфы в одну деталь.

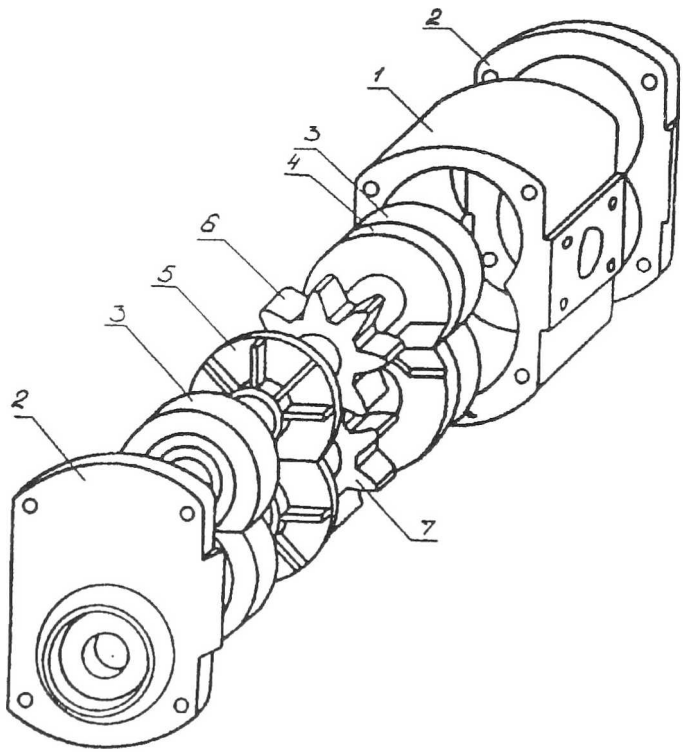


Рис. 2.1. Конструктивная схема шестеренного насоса, выбранная в качестве объекта моделирования:
1 - корпус насоса; 2 - крышка корпуса; 3 - подшипники; 4 - неподвижный подпятник; 5 - подвижный подпятник; 6 - ведомая шестерня; 7 - ведущая шестерня.

При переходе от физической модели к математической необходимо принять во внимание следующие условия:

1. Рабочий процесс шестеренного насоса имеет циклический характер, т.е. представляет собой совокупность повторяющихся рабочих циклов. Поэтому практически все динамические характеристики насоса представляют собой периодические функции с периодом, равным длительности рабочего цикла. Таким образом, при моделировании динамических характеристик шестеренного насоса можно ограничиться моделированием одного рабочего цикла и затем распространить результаты на весь рабочий процесс.

2. Шестеренный насос относится к классу насосов объемного типа, т.е. его рабочий процесс основан на вытеснении некоторого количества жидкости в единицу времени. Одновременно внутренние утечки насоса зависят от уровня давления в полостях всасывания и нагнетания, которое, в свою очередь, является функцией присоединенной к насосу акустической нагрузки. Таким образом, система уравнений, описывающая состояние объекта моделирования, должна замыкаться уравнениями нагрузки, присоединенной к нему со сторон всасывания и нагнетания.

3. Если принять максимальный характерный размер объекта моделирования (например, диаметр шестерен по окружности головок), равный $l_{max} = 0{,}2\ м$, то в диапазоне реальных значений частот вращения привода насоса (около 6000 об/ мин.) получим $\lambda >> l_{max}$, где λ - длина волны генерируемых насосом колебаний давления. Таким образом, исследуемый в этих условиях насос можно рассматривать как систему, описываемую уравнениями в сосредоточенных параметрах.

4. В зависимости от геометрических размеров присоединенные гидравлические цепи могут рассматриваться как системы с сосредоточенными либо с распределенными параметрами. Критерием смены моделей является отношение длины волны генерируемых колебаний к длине гидравлической цепи. Если это отношение $\frac{\lambda}{l} \le 6$, то волновыми явлениями можно пренебречь; в противном случае их учет необходим.

При формировании математической модели шестеренного насоса приняты следующие основные математические допущения:

- течение рабочей жидкости в дросселирующих элементах ламинарное, при этом реализуется квазистационарный закон гидравлических потерь;

рабочая жидкость несжимаемая;

- зубья шестерен абсолютно жесткие;

- погрешности эвольвентного профиля и деления зубьев шестерен пренебрежимо малы.

С учетом принятых допущений и ограничений объект моделирования можно представить в виде эквивалентной разветвленной гидравлической цепи (рис. 2.2), в которую входят:

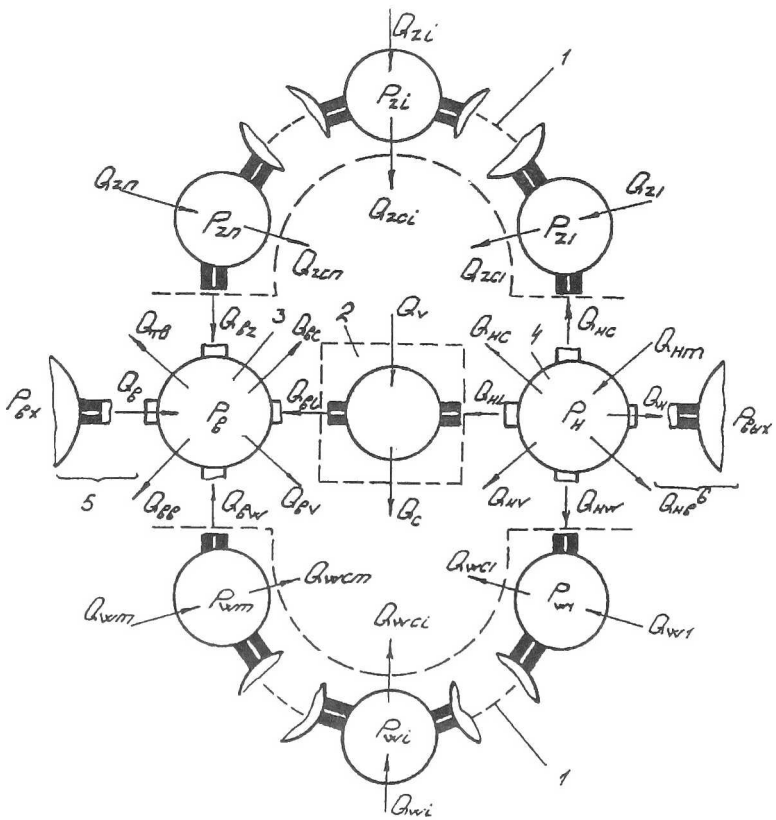


Рис. 2.2. Эквивалентная схема шестеренного насоса:
1 - контуры периферийных утечек; 2 - контур утечек в зоне зацепления; 3 - полость всасывания; 4 - полость нагнетания; 5 - цепь нагрузки на входе в насос; 6 - цепь нагрузки на выходе из насоса .

контуры периферийных утечек, цепь утечек в зоне зацепления, а также цепи нагрузки со стороны всасывания и нагнетания. Гидравлические цепи утечек выделены особо, так как они подвержены структурным изменениям с течением времени, т.е. за время одного рабочего цикла шестеренного насоса меняется их состав и число элементов. Контуры периферийных утечек практически идентичны, т.е. они состоят из одних и тех же элементов (межзубовых впадин и радиальных зазоров между ними), но могут отличаться количеством последних. Реальные и эквивалентные расходы рабочей жидкости показаны стрелками. Индексы *"Z"* относятся к параметрам ведущей шестерни, индексы "*W*"- к параметрам ведомой.

С учетом принятых допущений для полостей всасывания и нагнетания можно записать следующие уравнения баланса расходов рабочей жидкости (см. рис. 2.2):

$$Q_в - Q_{тв} - Q_{вv} - Q_{вв} - Q_{вс} + Q_{вz} + Q_{в1} + Q_{вw} = 0\,, \qquad (2.1)$$

$$Q_н - Q_{тн} + Q_{нv} - Q_{нн} - Q_{нс} + Q_{нz} + Q_{н1} + Q_{нw} = 0\,, \qquad (2.2)$$

где $Q_в$, $Q_н$ - расходы жидкости на входе и выходе из насоса соответственно; $Q_{тв}$, $Q_{тн}$ - теоретическая производительность насоса со сторон входа и выхода; $Q_{вv}$, $Q_{нv}$ - параметры, учитывающие податливость корпуса насоса; $Q_{вв}$, $Q_{нн}$ - параметры, учитывающие податливость парогазовых включений в жидкости, а также процессы абсорбций и десорбций газа; $Q_{вс}$, $Q_{нс}$ - утечки из полостей всасывания и нагнетания по линии контакта элементов торцового уплотнения; $Q_{в1}$, $Q_{н1}$ - утечки в зоне зацепления; $Q_{вz}$, $Q_{нz}$ - периферийные утечки по зазорам ведущей шестерни; $Q_{вw}$, $Q_{нw}$ - периферийные утечки по зазорам ведомой шестерни.

Исходя из классической теории зубчатого эвольвентного зацепления мгновенная подача шестеренного насоса с двумя одинаковыми шестернями определяется выражением /159/

$$Q_{тн} = b\omega(R^2 - r^2 - x^2)\,, \qquad (2.3)$$

где b ширина шестерни (длина зуба); ω угловая скорость вращения ротора (шестерни); R_e - радиус по окружности головок; r - радиус начальной окружности; x - расстояние от точки зацепления до полюса. Из этой формулы следует, что максимальная подача имеет место при $x = 0$, т.е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (рис. 2.3а).

Величина минимальной производительности насоса $Q_{тн\ min}$ зависит от конструктивных особенностей насоса. Если шестерни выполнены с перекрытием зацепления, то на протяжении части цикла зацепления (на рис. 2.3а.) в контакте находятся одновременно две пары зубьев. При этом объем жидкости между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменением мгновенного расхода $Q_{тн}$ (3 - 4 и 3' - 4' на рис. 2.3а).

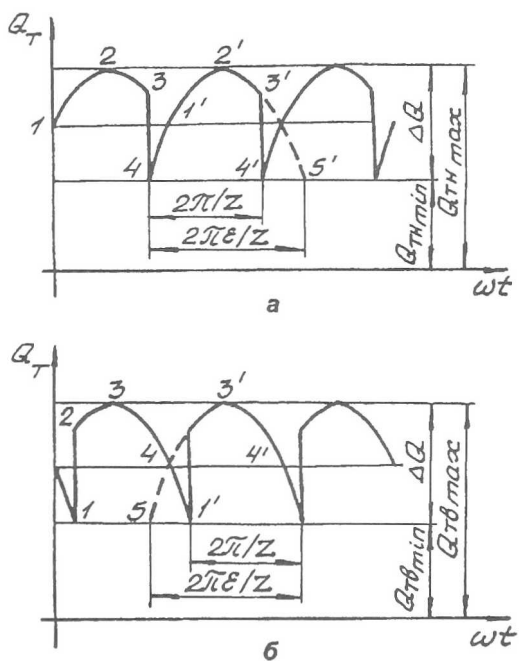


Рис. 2.3. Теоретическая производительность шестеренного насоса со стороны нагнетания (а) и всасывания (б).

Аналогично производительность насоса со стороны полости всасывания $Q_{тв}$ определяется по формуле (2.3), однако характер изменения этого параметра несколько иной (рис. 2.3б). Здесь двупарному зацеплению шестерен соответствует участок 5 - 1', при этом скачок значения $Q_{тв}$ (1-2) происходит в момент выхода из зацепления пары зубьев, находящихся в полости всасывания.

Рассмотренные соотношения справедливы для пары шестерен, вращающихся с постоянной скоростью. При работе насосов в реальных условиях такое допущение несправедливо, так как в этом случае механическая связь между приводом и ротором насоса не является абсолютно жесткой, что в сочетании с переменным момен-

том трения приводит к колебаниям скорости вращения ротора насоса.

В простейшем случае систему привода, например, топливного насоса ГТД, можно представить в виде колебательной системы четвертого порядка (рис. 2.4). При этом принимаются следующие допущения:

- обе шестерни в первом приближении представлены в виде единой массы с моментом инерции, равным сумме моментов инерции шестерен, т.е. $I_\Sigma = I_{m1} + I_{m2}$ (основной для такого допущения является тот факт, что благодаря существенному перепаду давления между полостями всасывания и нагнетания шестерни прижаты с большим усилием друг к другу и образуют единую жесткую систему);

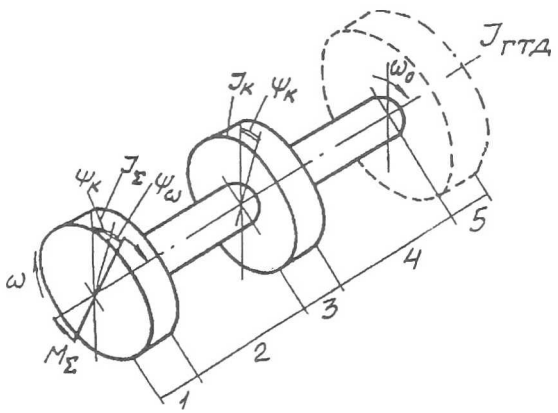


Рис.2.4. Схема эквивалентной механической системы привода насоса:
1 - блок шестерен; 2 - рессора привода насоса; 3 - эквивалентная масса редуктора КПА; 4 - рессора привода КПА;
5 - ротор ГТД.

- собственно привод насоса (систему "ротор ГТД - рессора - коробка агрегатов") можно представить в виде эквивалентной механической системы, состоящей из двух масс с моментом инерции $I_{ГТД}$ и $I_К$ (соответственно, ротора ГТД и редуктора коробки приводов агрегатов), соединенных упругим валом (рессорой); принимая во внимание тот факт, что $I_{ГТД} >> (I_К + I_\Sigma)$, можно допустить, что скорость вращения ротора ГТД ω_0 постоянна и не зависит от приложенной к нему со стороны насоса нагрузки;

- предполагается, что в отсутствие внешнего возмущающего воздействия вся система совершает вращательное движение вокруг продольной оси с некоторой постоянной скоростью ω_0 (см. рис. 2.4). Действие внешних сил и моментов приводит к от-

клонению системы от равновесного положения на некоторый угол $\Psi_\Sigma = \Psi_Ш + \Psi_K$, при этом скорость вращения системы $\omega = \omega_o + (d\Psi_\Sigma / dt)$. С учетом всех принятых допущений движение эквивалентной колебательной системы описывается двумя дифференциальными уравнениями

$$I_\Sigma \frac{d^2\Psi_Ш}{dt^2} + K_\Sigma \frac{d\Psi_Ш}{dt} + C_\Sigma(\Psi_Ш - \Psi_K) = M_\Sigma,$$
$$I_K \frac{d^2\Psi_K}{dt^2} + K_K \frac{d\Psi_K}{dt} + C_K\Psi_K = C_\Sigma(\Psi_Ш - \Psi_K), \qquad (2.4)$$

где I_Σ, I_K - момент инерции блока шестерен и привода насоса; K_Σ, K_K - коэффициенты демпфирования блока шестерен и привода насоса; C_Σ, C_K - жесткость приводной рессоры насоса и эквивалентная жесткость привода; $\Psi_Ш$, Ψ_K - угол отклонения от равновесного положения блока шестерен и ротора привода насоса; M_Σ - суммарный момент сопротивления вращению на валу насоса.

Наибольшие трудности при расчете коэффициента демпфирования блока шестерен K_Σ возникают при определении градиентов $df / d\omega$ и $df_N / d\omega$. В ряде работ, посвященных исследованию торцовых уплотнений, показано, что для каждой фрикционной пары, работающей в определенной жидкости, существует закон изменения функции $f_{тр} = f(G)$, где $G = \mu\upsilon/P_к$ /81,91,99/. Для фрикционных пар "сталь-бронза" и "сталь-сталь", работающих в керосине, эта функция нелинейная и имеет четко выраженный экстремум. Однако, если пара "сталь-бронза" ("шестерня-подпятник") работает в широком диапазоне контактных давлений, то для пары "сталь-сталь" ("шестерня-шестерня") характерно постоянное высокое значение $P_к$, что определяет граничный режим трения между элементами этой пары и относительную стабильность значения коэффициента трения. Поэтому величину f_N можно считать постоянной и равной в среднем 0,15 /81/.

В общем виде момент сопротивления вращению каждой шестерни определяется выражением

$$M = M_{др} + M_{тр} + M_р, \qquad (2.5)$$

где $M_{\Delta p}$ - момент, обусловленный перепадом давлений между полостями всасывания и нагнетания; M_{mp} - момент сил трения; M_p момент сил, действующих на шестерни в зоне зацепления. Величина первого слагаемого практически не зависит от условий зацепления и определяется выражением

$$M_{\Delta p} = \frac{1}{2} b(P_н - P_в)(R_e^2 - R_i^2), \tag{2.6}$$

Момент сил трения

$$M_{mp} = \frac{1}{2}(R_e + r_y)P_k S_k f \pm \frac{x}{|x|} R_N f_N F_N \sin(\alpha - \beta) + \\ + \frac{4\pi}{Z} R_e^3 вr\mu \sum_{i=1}^{i=z} \frac{1}{h_i}, \tag{2.7}$$

$$R_N = \sqrt{(r + x\sin\alpha)^2 + x^2 \cos^2\alpha},$$

$$\beta = arcsin \frac{x\cos\alpha}{2r - x\sin\alpha},$$

где знак "плюс" перед вторым слагаемым ставится при определении момента трения ведомой шестерни; знак "минус" - при определении момента трения ведущей шестерни.

Момент сил давления, действующих на шестерни в зоне зацепления, зависит от угла поворота шестерен, величины запертого объема и градиента его изменения, конфигурации разгрузочных канавок и т.д.

Более подробно расчет моментов сил сопротивления вращения изложен в работе /22/.

В шестеренных насосах торцовые уплотнения применяются для устранения утечек по торцам зуба из одной межзубовой полости в другую, а также для герметизации рабочих полостей насоса по окружности впадин шестерен. Тем не менее, благодаря влиянию различных факторов (шероховатости, волнистости, биению трущихся поверхностей и т.д.) , утечки по линии контакта элементов уплотнения могут достигать значительной величины /81,91,99/. Несмотря на актуальность этой проблемы, в настоящее время не существует единой теории, адекватно описываю-

щей рабочий процесс торцового уплотнения. Поэтому оправданным является применение полуэмпирических и эмпирических методов расчета, предложенных, например, в работе /81/. Следует отметить, что течение жидкости в очень узких щелях ($h \leq 2мкм$) не соответствует вязкому ламинарному течению несжимаемой жидкости. При таких размерах щели, характерных для торцовых уплотнений, значительно возрастает влияние молекулярных сил взаимодействия между стенками и прилегающими слоями жидкости, что приводит к снижению утечек жидкости по линии контакта элементов уплотнения /112/.

При выборе конструкции объекта моделирования отмечалось, что исследуемый насос содержит двухэлементное торцовое уплотнение шестерен, состоящее из подвижного и неподвижного подпятников. Кроме того, особенностью конструкции насоса является выполнение шестерни и ее цапфы в виде единой детали. При таком исполнении неизбежно возникает биение торца шестерни относительно продольной оси детали, которое может достигать 5-10 мкм. Наличие биений приводит к тому, что в процессе приработки шестерен и подпятников на поверхности последних возникают кольцевые и сегментные проточки, глубина которых зависит от величины и взаимного расположения максимумов торцовых биений (рис. 2.5).

Таким образом, зазор и утечки жидкости между шестернями и подпятниками определяются, преимущественно величиной торцовых биений шестерен. Поэтому с достаточной степенью точности можно считать, что в отсутствии торцовых биений, когда зазор между элементами уплотнений h_0 зависит от параметров режима работы уплотнения (P_k, ϑ, S_k), утечки по линии контакта трущихся поверхностей равны нулю. При наличии торцовых биений шестерен утечки пропорциональны $(h - h_0)^3$, где h величина зазора, определяемая величиной биений.

Гидродинамический зазор h_0 для фрикционной пары, работающей в керосине, определяется выражением /81/

$$h_o = 0{,}75(R_1 + R_2) + C_o\sqrt{\omega\, r\mu / P_k^{0,5}}, \qquad (2.8)$$

где R_i - шероховатость трущихся поверхностей; C_0 - коэффициент пропорциональности, равный для керосина $2 \cdot 10^{-5}$ [4].

Глубина проточек на поверхности подпятников h равна величине торцового биения шестерен и составляет в реальных конструкциях 5-10 мкм

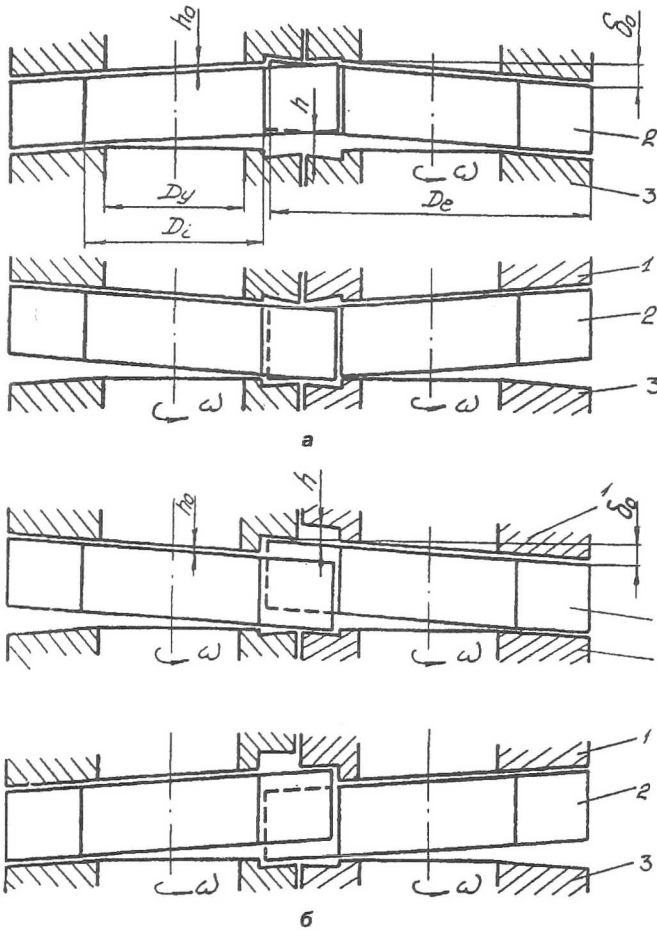


Рис.2.5. Конфигурация и глубина проточек в подпятнике при вращении шестерен с торцевым биением δ_0 в противофазе (а) и синфазно (б): 1 - подвижный подпятник; 2 - шестерня; 3 - неподвижный подпятник.

Для рассматриваемых полостей всасывания и нагнетания весьма важным является определение утечек жидкости из этих полостей к основанию шестерен (и далее к подшипникам), так как эти утечки будут определять величину пульсаций нагнетаемой и всасываемой жидкости с частотой, равной (кратной) частоте вращения шестерен. Из рис. 2.5 видно, что герметизация полос-

тей происходит по поверхности узкого пояска шириной $R_i - r_y$; максимальная величина зазора при этом составляет

$$h = \delta_o \frac{R_i + r_y}{2R_e} + h_o, \qquad (2.9)$$

где δ_0 величина торцового биения шестерни по окружности головок радиусом R_e. Тогда утечки из полостей будут равны :

- из полости всасывания

$$Q_{вс} = \frac{\pi r_y (P_в - P_c)}{G\mu (R_i - r_y)} \left[(h_{zв} - h_o)^3 + (h_{wв} - h_o)^3 \right] \frac{\varphi_в}{2\pi}, \qquad (2.10)$$

- из полости нагнетания

$$Q_{нс} = \frac{\pi r_y (P_н - P_c)}{G\mu (R_i - r_y)} \left[(h_{zн} - h_o)^3 + (h_{wн} - h_o)^3 \right] \frac{\varphi_н}{2\pi}, \qquad (2.11)$$

где r_y внутренний радиус торцового уплотнения (подпятника); P_c - давление слива (у основания шестерен за уплотнением); $h_{zв}$, $h_{wв}$ - величины зазоров по торцам ведущей и ведомой шестерен в пределах полости всасывания; $h_{zн}$, $h_{wн}$ то же в пределах полости нагнетания; $\varphi_в$, $\varphi_н$ - угловая протяженность полостей всасывания и нагнетания в радианах.

При определении пульсационной производительности шестеренного насоса весьма важным является вопрос о величине утечек в зоне зацепления шестерен. Ряд исследований, посвященных этой проблеме, показал, что эти утечки носят преимущественно импульсный характер и могут в значительной степени повлиять на уровень пульсаций рабочей жидкости как на входе в насос, так и на выходе из него /37,70,159,165/. Основной причиной высокого уровня амплитуды утечек является большой градиент давлений, характерный для этой зоны. Кроме того, при наличии торцевого биения шестерен контактное уплотнение не обеспечивает эффективной герметизации полостей всасывания и нагнетания, что приводит к утечкам как по линии контакта шестерен, так и по линии контакта подпятника и шестерни.

Основной проблемой, возникающей при определении величины утечек в зоне зацепления, является то, что в течение одного рабочего цикла шестеренного насоса в этой зоне в разные моменты времени находится различное число рабочих элементов - зубьев и межзубовых впадин. За время поворота шестерен на

одни зуб в зоне зацепления формируется в общей сложности четыре запертых объема, образующих плотную гидравлическую цепь, соединяющую полости всасывания и нагнетания. Каждому этапу зацепления соответствует определенная конфигурация цепи утечек (рис. 2.6), состоящей из полостей и дросселей. Необходимо отметить тот факт, что помимо взаимной связи через

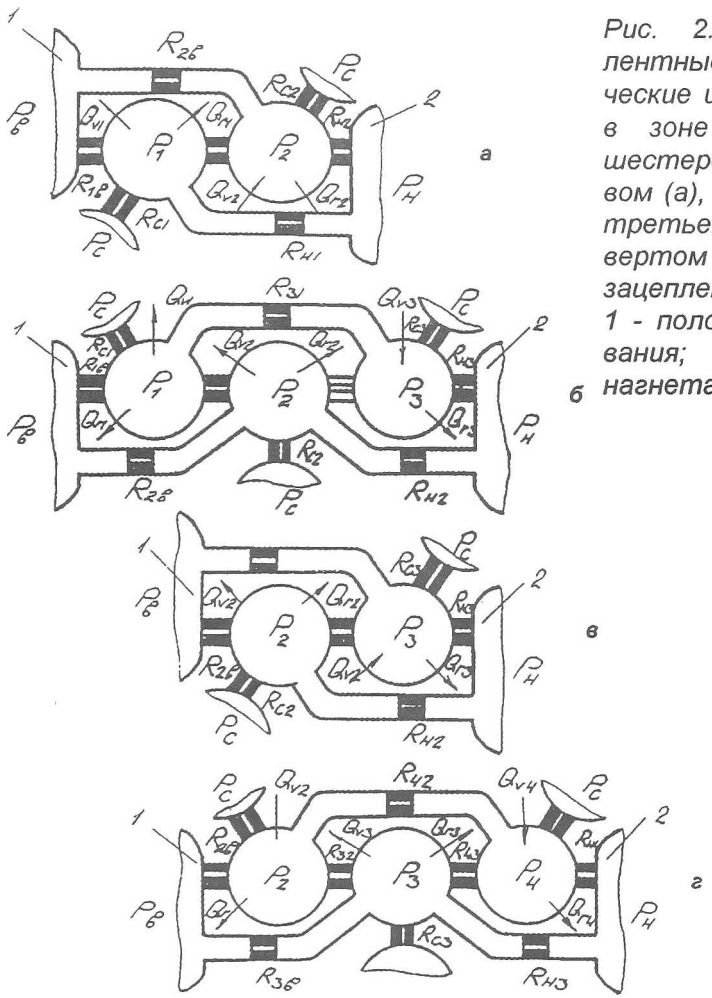


Рис. 2.6. Эквивалентные гидравлические цепи утечек в зоне контакта шестерен на первом (а), втором (б), третьем (в) и четвертом (г) этапах зацепления:
1 - полость всасывания; 2 - полость нагнетания.

дроссели R_{ij} каждая полость через дроссель сопротивлением R_{ci} соединяется со сливом (с пространством за торцевым уплотнением), а через дроссели $R_{iв}$ или $R_{нi}$ - с полостью всасывания или

нагнетания. Это соответствует реальной конструкции, в которой утечки из запертого (или запираемого) объема происходят как по линии контакта элементов уплотнения, так и по зазорам и разгрузочным канавкам в полости всасывания и нагнетания, а также в соседние запертые объемы.

При формировании математической модели приняты следующие допущения:

- гидравлические сопротивления, обладающие существенно нелинейной характеристикой (например, кромки разгрузочных канавок), линеаризованы по формуле

$$R_{дp} = \frac{1}{\mu S_{дp}} \sqrt{\frac{\rho}{2} \Delta P} \ , \qquad (2.12)$$

где μ - коэффициент расхода; $S_{др}$ - дозирующее сечение дросселя; ΔP- перепад давления на дросселе; ρ - плотность жидкости;

- на всех сопротивлениях реализуется квазистационарный закон гидравлических потерь;

- рабочая жидкость абсолютно несжимаемая.

С учетом принятых допущений, для гидравлической цепи утечек, соответствующей первому этапу зацепления, можно записать следующую систему уравнений баланса расходов (см. рис.2.6)

$$\begin{aligned} Q_{н2} - Q_{2в} - Q_{21} - Q_{c2} + Q_{v2} - Q_{r2} = 0 \ , \\ Q_{21} - Q_{1в} + Q_{н1} - Q_{c1} + Q_{v1} - Q_{r1} = 0 \ , \end{aligned} \qquad (2.13)$$

где Q_{ij} - расход жидкости, перетекающий из i-ой в j-ю полость; Q_{ci} - утечки в полости слива; Q_{vi} - эквивалентный расход, связанный с изменением объема i-ой полости; Q_{ri} эквивалентный расход, связанный со сжимаемостью парогазовой каверны в i-ой полости.

Ранее было отмечено, что высота зазоров между шестерней и подпятниками складывается из двух частей: гидродинамического зазора h_0 и зазора h, обусловленного торцевым биением шестерен. Помимо этого следует учитывать тот факт, что один из подпятников является подвижным и может совершать колебательные движения под действием переменных сил давления, возникающих при запирании межзубовой впадины. Таким образом, общий зазор складывается из трех слагаемых

$$h_{\Sigma} = h_0 + h + \Delta h \,. \qquad (2.14)$$

Для определения величины динамической составляющей Δh необходимо рассмотреть систему сил, действующих на подвижный подпятник (рис. 2.7). Считая в первом приближении, что все силы действуют на центр масс подпятника, можно записать следующее уравнение

$$\Delta h = \sqrt[3]{\frac{G}{P_k S_k + (P_k - P_v) S_v}} - h_o \,. \qquad (2.15)$$

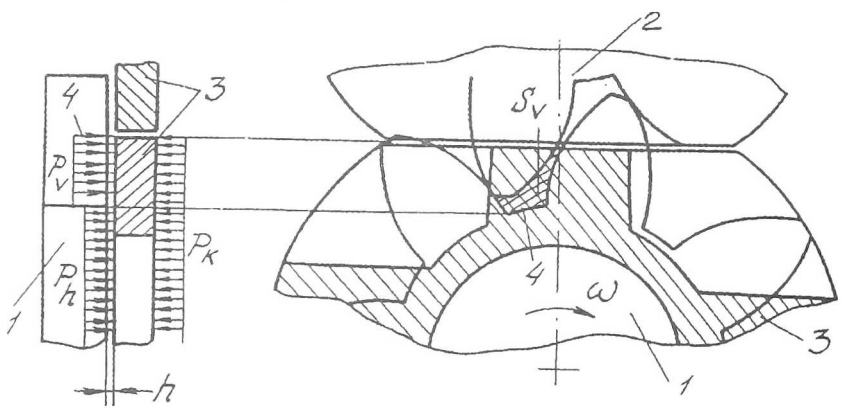


Рис. 2.7. Схема распределения нагрузок (давлений) на подпятник при наличии запертого объема:
1 - ведущая шестерня; 2 - ведомая шестерня; 3 - подвижный подпятник; 4 - зона запертого объема.

Таким образом, гидравлические сопротивления каналов, имеющих форму щели, можно определить из уравнения (2.12) с учетом (2.13) и (2.14), подставляя в него соответствующие размеры. Гидравлические сопротивления дросселей, образованных кромками разгрузочных канавок и кромками зубьев шестерен, определяются выражением (2.12).

Решая совместно уравнения (2.12) - (2.15), можно определить давления P_i в запертых полостях на первом этапе зацепления. При этом искомые значения расходов Q_{BL} и Q_{HL}, входящих в уравнения (2.1) и (2.2), определяются следующим образом

$$Q_{BL} = \frac{1}{R_{1B}}(P_1 - P_B) + \frac{1}{R_{2B}}(P_2 - P_B),$$
$$Q_{HL} = \frac{1}{R_{H1}}(P_H - P_1) + \frac{1}{R_{H2}}(P_H - P_2). \qquad (2.16)$$

Результаты теоретических и экспериментальных исследований внутренних утечек шестеренного насоса показали, что при наличии торцовых уплотнений наибольшее виляние на интегральные характеристики насоса (объемный и общий КПД и др.) оказывают именно периферийные утечки, поэтому методика их расчета является важной частью математической модели.

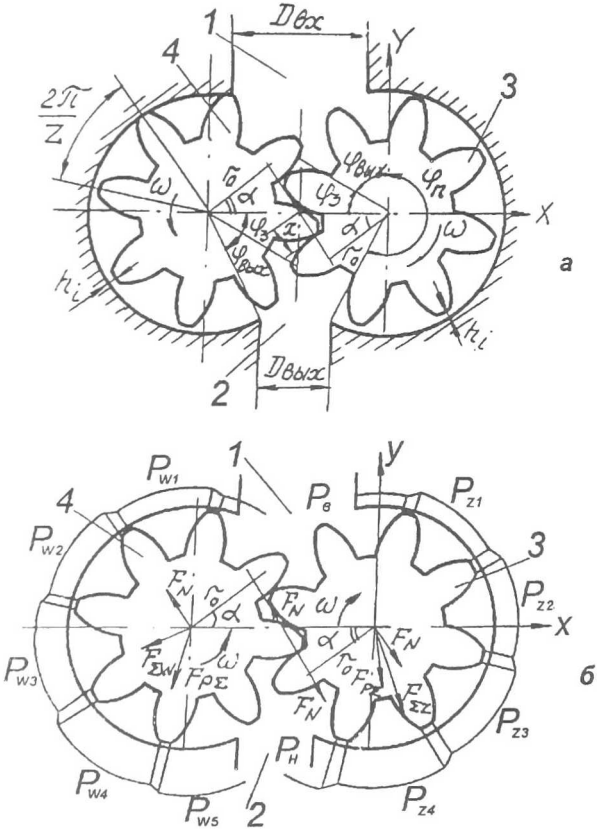


Рис. 2.8. Основные геометрические (а) и физические (б) параметры для расчета периферийных утечек:
1,2 - полость всасывания и нагнетания;
3,4 - ведущая и ведомая шестерни.

Шестеренный насос имеет два контура периферийных утечек соответственно, ведомой и ведущей шестерен. Эти контуры практически идентичны, т.е. они состоят из одних и тех же элементов (межзубовых впадин и щелевых зазоров между ними), но могут отличаться ко-

личеством последних. Число межзубовых впадин в каждом контуре можно определить по формуле

$$N = int(\frac{\varphi_n Z}{2\pi}), \qquad (2.17)$$

где φ_n угловая протяженность контура периферийных утечек (рис. 2.8 а). Так как отношение в правой части уравнения (2.17) практически всегда бывает дробным, то реальное число межзубовых впадин в каждом контуре в различные моменты времени колеблется от N до $N+1$. Благодаря конструкционному и функциональному подобию контуров ведущей и ведомой шестерен, методику расчета периферийных утечек можно показать на примере модели одного из контуров.

За время одного рабочего цикла шестеренного насоса в формировании цепи утечек участвуют в общей сложности $n=N+1$ межзубовых впадин (рис. 2.9). Необходимо отметить тот факт, что помимо взаимной связи через дроссели R_{ij} и R_{yj} каждая полость через дроссель сопротивлением R_{ci} соединяется со сливом. Это соответствует реальной конструкции, в которой утечки из межзубовых впадин происходят как по радиальным зазорам (сопротивление R_{ij}), так и по линии контакта элементов торцового уплотнения (R_{ci}). Гидравлическая связь межзубовых впадин через поджатия подпятников учитывается введением в эквивалентную цепь сопротивлений R_{yi} (см. рис. 2.9).

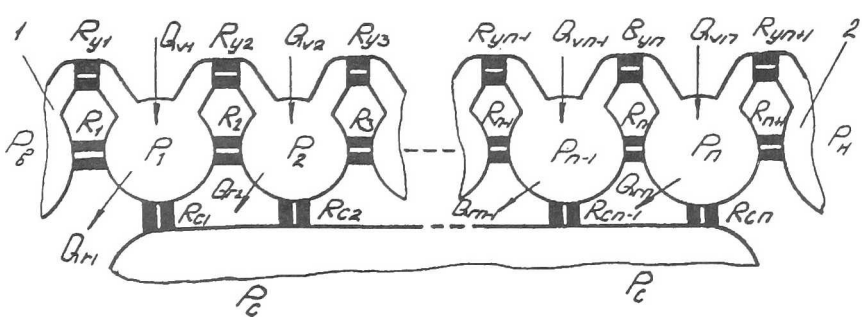


Рис. 2.9. Схема эквивалентной гидравлической цепи контура периферийных утечек:
1 - полость всасывания; 2 - полость нагнетания.

При формировании математической модели приняты следующие допущения:

- гидравлические сопротивления, обладающие существенно нелинейной характеристикой (например, образованные головкой зуба и кромкой колодца корпуса), определяются по формуле (2.12);
- на всех сопротивлениях реализуется квазистационарный закон гидравлических потерь;

давление жидкости постоянно по всему объему межзубовой впадины.

С учетом принятых допущений параметры цепи периферийных утечек будут описываться системой из n уравнений баланса расходов

$$\begin{aligned} &Q_2 + Q_{yz} - Q_1 - Q_{y1} - Q_{c1} + Q_{v1} - Q_{r1} = 0, \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ &Q_{i+1} + Q_{yi+1} - Q_i - Q_{yi} - Q_{ci} + Q_{vi} - Q_{ri} = 0, \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ &Q_{n+1} + Q_{yn+1} - Q_n - Q_{yn} - Q_{cn} + Q_{vn} - Q_{rn} = 0, \end{aligned} \qquad (2.18)$$

где Q_i - расход жидкости, перетекающей из $i+1$ в i-ю полость; Q_{ci} - утечки в полости слива; Q_{yi} - утечки через полость поджатия; Q_{vi} - эквивалентный расход, учитывающий изменение объема i - ой полости; Q_{ri}- эквивалентный расход, учитывающий сжимаемость парогазовой каверны в i - ой полости.

Для решения системы уравнений (2.18) необходимо определить значения гидравлических сопротивлений R_i, R_{ii} и R_{ij}, и объем полостей V_i. Величину сопротивления каналов, имеющих форму узкой щели, при ламинарном режиме течения можно определить по формуле (2.12). При этом следует помнить, что величина зазора между корпусом и головкой зуба складывается из четырех компонентов

$$h_i = h_0 + \Delta h_{ei} + \Delta h_{ri} + \Delta h_t, \qquad (2.19)$$

где h_0 - конструкционный среднестатистический зазор; Δh_{ei} - величина радиального биения шестерни; Δh_{ri} - изменение зазора в процессе деформации цапфы шестерни под действием сил нагрузки; Δh_t изменение зазора вследствие температурных де-

формаций. Параметры h_0 и Δh_{ei} задаются при формировании исходных данных моделей. Для определения величины составляющей Δh_{ri} необходимо рассмотреть систему сил, действующих на цапфу шестерни (см. рис. 2.8б). Для этого необходимо просуммировать проекции на координатные оси сил давления от каждой межзубовой впадины и проекции усилия, передаваемого зубчатым зацеплением

$$F_X = \sum_{i=1}^{i=z}\left(\frac{2\pi R_e b}{Z} P_i \cos\Theta_i\right) + F_N \sin\alpha,$$
$$F_Y = \sum_{i=1}^{i=z}\left(\frac{2\pi R_e b}{Z} P_i \sin\Theta_i\right) + F_N \cos\alpha, \qquad (2.20)$$

где b - ширина шестерни; Z - число зубьев; P_i - давление в i - ой межзубовой впадине; Θ_i - угловое положение центра i - ой межзубовой впадины; α - угол зацепления. Под действием переменных сил F_X и F_Y цапфа шестерни совершает колебательные движения в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

$$m\frac{d^2H_X}{dt^2} + K\frac{dH_X}{dt} + cH_X = F_X,$$
$$m\frac{d^2H_Y}{dt^2} + K\frac{dH_Y}{dt} + cH_Y = F_Y, \qquad (2.21)$$

где m - масса цапфы и шестерни; K - коэффициент жидкостного трения; c - жесткость цапфы на изгиб; H_X и H_Y - перемещение шестерни в плоскости вращения в направлении осей OX и OY. При известных значениях H_X и H_Y величина Δh_{ri}, входящая в уравнение (2.19), определяется следующим образом:

$$\Delta h_{ri} = - H_x \cos\Theta_i - H_y \sin\Theta_i \quad , \qquad (2.22)$$

где Θ_i - угловое положение i - го зазора (головки зуба).

Решая совместно уравнения (2.18) - (2.22), можно определить давления P_i в полостях, составляющих цепь периферийных утечек. При этом искомые значения расходов Q_{BZ} и Q_{HZ}, входящие в уравнения (2.1) - (2.2), определяются по формулам

$$Q_{BZ} = \frac{R_1 + R_{y1}}{R_1 R_{y1}}(P_1 - P_B),$$
$$Q_{HZ} = \frac{R_{n+1} + R_{yn+1}}{R_{n+1} R_{yn+1}}(P_H - P_n). \qquad (2.23)$$

Расчет параметров контура периферийных утечек другой шестерни производится аналогичным образом.

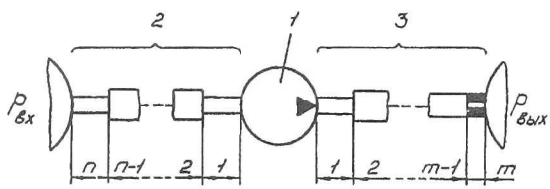


Рис. 2.10. Схема гидравлической цепи "насос - присоединенные нагрузки": 1 - насос; 2 - цепь нагрузки со стороны полости всасывания; 3 - цепь нагрузки со стороны полости нагнетания.

Формирование математической модели насоса должно завершаться заданием граничных условий, т.е. система уравнений (2.1) - (2.2) должна замыкаться уравнениями, описывающими процессы в присоединенных к насосу цепях гидравлической нагрузки (рис. 2.10).

В настоящей работе принята модель нагрузки, основные компоненты которой рассматриваются как элементы с сосредоточенными параметрами. Взаимосвязь входных и выходных параметров указанных элементов описывается следующими уравнениями:

- отрезок трубопровода

$$Q_{i+1} = Q_i,$$
$$P_{i+1} = P_i - R_i Q_i - L_i \frac{dQ_i}{dt}, \qquad (2.24)$$

- проточная емкость

$$P_{i+1} = P_i,$$
$$Q_{i+1} = Q_i - C_i \frac{dP_i}{dt}, \qquad (2.25)$$

- дросселирующий элемент

$$Q_{i+1} = Q_i,$$
$$P_{i+1} = P_i - R_i Q_i, \qquad (2.26)$$

где R_i, L_i, C_i - соответственно, активное сопротивление, индуктивность и акустическая емкость i - го элемента цепи нагрузки; P_i, P_{i+1} давление жидкости, соответственно, на входе и на выходе i го элемента цепи; Q_i, Q_{i+1} - расход жидкости, соответственно, на входе и на выходе из i - го элемента цепи. Формирование граничных условий завершается заданием уровня статического давления в емкостях, расположенных на внешних концах цепей гидравлической нагрузки (см. рис. 2.10). Таким образом, система уравнений нагрузки (2.24) - (2.26) связывает давления и расходы рабочей жидкости в любой момент времени в любом сечении исследуемой гидравлической цепи и, замыкая систему уравнений (2.1) - (2.23), завершает процесс формирования математической модели одноблочного шестеренного насоса.

Шестеренные насосы, имеющие несколько параллельно подключенных качающих узлов, конструкционно и функционально подобны, поэтому при разработке динамической модели двублочного шестеренного насоса можно использовать математический аппарат, наработанный при создании динамической модели одноблочного насоса. Объект моделирования может быть представлен в виде двух качающих узлов, взаимосвязь параметров каждого из которых описывается той же системой уравнений , что и взаимосвязь параметров одноблочного шестеренного насоса. Для разработки полной динамической модели двублочного шестеренного насоса к полученной системе добавляются уравнения, описывающие взаимное влияние качающих узлов по линиям механической и гидравлической нагрузок (рис.2.11, 2.12).

В отличие от динамической модели одноблочного насоса, цепи гидравлической нагрузки представляют собой разветвленные трубопроводные системы, объединяющие два источника пульсаций расхода жидкости (качающих узлов), ограниченные с внешней стороны емкостями.

Так как в течение шага интегрирования по времени нагрузки являются линейными системами, то для их расчета может быть применен принцип суперпозиции.

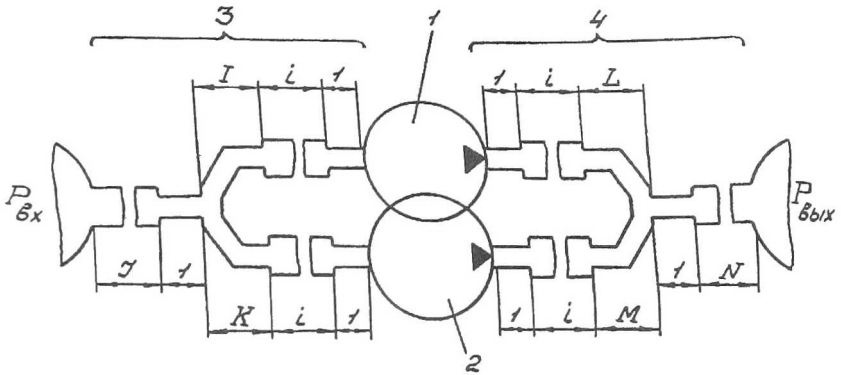


Рис. 2.11. Расчетная схема гидравлической цепи двублочного шестеренного насоса:
1,2 - качающие узлы; 3 - цепь нагрузки со стороны полости всасывания; 4 - цепь нагрузки со стороны полости нагнетания.

Механическая система привода насоса представлена в виде колебательной системы четвертого порядка, объединяющей два

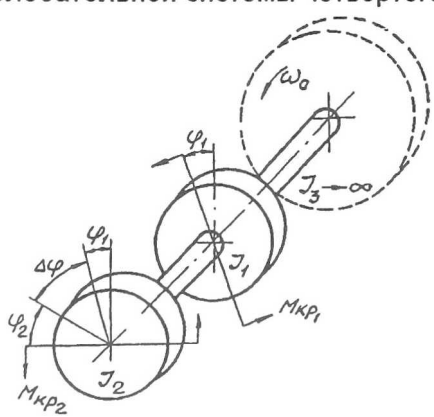


Рис. 2.12. Расчетная схема системы привода двублочного насоса.

источника колебаний крутящего момента (см. рис. 2.12). Динамические процессы в такой системе описываются уравнениями

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + K_1\dot{\varphi}_1 + C_1\varphi_1 = M_{kp_1} - C_2(\varphi_2 - \varphi_1),$$
$$J_2\ddot{\varphi}_2 + K_2\dot{\varphi}_2 + C_2(\varphi_2 - \varphi_1) = M_{kp2}, \qquad (2.27)$$
$$(\varphi_2)_o - (\varphi_1)_o = \Delta\varphi,$$

где J_1, J_2 - моменты инерции роторов качающих узлов; K_1, K_2 - коэффициенты демпфирования; C_1, C_2 - жесткости приводной и промежуточной рессор соответственно; $(\varphi_1)_0$, $(\varphi_2)_0$, φ_1, φ_2 - начальные и текущие значения углов отклонения шестерен качающих узлов от равновесного положения; $\Delta\varphi$ - установочный угол разворота шестерен качающих узлов. Величины коэффициентов демпфирования и крутящих моментов для каждого качающего узла определяются по методике, изложенной в /22/.

Таким образом, система уравнений (2.1) - (2.27) представляет собой математическую модель, позволяющую рассчитывать статические и динамические характеристики одноблочного и двублочного шестеренных насосов, а также определять параметры рабочей среды в цепях всасывания и нагнетания.

Приведенная выше модель шестеренного насоса, позволяет производить расчет динамических и статических характеристик гидромеханической системы, где гидравлическую нагрузку по присоединенным к насосу цепям можно задать, используя набор стандартных гидравлических элементов (трубопровод, емкость, дроссель), и определить законы изменения давления и расхода в интересующем сечении. Эти данные являются исходными для расчета виброакустических характеристик типовых элементов трубопроводных систем, математические модели которых приведены в следующей главе. Также можно получить информацию о протекающих в системе насосной подачи жидкости динамических процессах в зависимости от конструктивных параметров насосного агрегата, гидравлической нагрузки и режимных факторов. Данные расчета позволяют анализировать эффективность различных мероприятий по совершенствованию виброакустических свойств систем насосной подачи жидкости.

2.2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С ШЕСТЕРЕННЫМИ НАСОСАМИ

Приведенная в предыдущем разделе математическая модель системы подачи рабочей среды с шестеренным насосом легла в основу пакета прикладных программ "PUMP" и "NDSYS". Рассмотрим их подробней.

Программа "PUMP" предназначена для расчета статических (интегральных) и пульсационных характеристик шесте-

ренных насосов при заданных параметрах качающего узла и присоединенной гидравлической нагрузки и выбранном режиме работы (скорости вращения привода насоса, давления рабочей жидкости на входе и выходе из системы и т.д.).

Исходные данные условно разделены на следующие группы:

- параметры рабочей жидкости;
- параметры режима работы;
- параметры шестерен (задаваемые и расчетные);
- параметры разгрузочных канавок;
- параметры привода насоса;
- параметры присоединенной нагрузки.

Ввод исходных данных можно осуществлять как вручную, так и пользуясь встроенными библиотеками.

Параметры присоединенной нагрузки разделены на два основных блока: параметры нагрузки со стороны всасывания и нагнетания соответственно. Сначала задаются параметры нагрузки со стороны полости всасывания. Цепь нагрузки с каждой стороны не имеет разветвлений и может содержать до 10 стандартных элементов типа:

- трубопровод (общим числом до 10 штук; задаются длина и диаметр);
- емкость (до 6 штук; приведенный объем);
- дроссель (до 6 штук; линейное и нелинейное сопротивление);
- датчик давления (до 2 штук; без параметров);
- гаситель пульсаций давления (до 2 штук; 4-х типов: *RL*-типа, типа ответвленный резонатор, типа параллельный резонатор и с активным волновым сопротивлением).

Результаты расчета сгруппированы в два основных блока результатов: интегральные (средние) характеристики насоса и пульсационные характеристики.

Интегральные характеристики насоса, кроме расчета его фактической и теоретической производительности, средних значений давлений, включают в себя данные по температуре рабочей среды, средней температуре шестерен, угол закрутки приводной рессоры, рассчитанные моменты трения и сопротивления вращению шестерен. Результаты расчета включают в себя мощность привода, объемный, механический и суммарный к.п.д. насоса.

Кроме графиков и табличных данных изменения интересующего параметра в заданных точках системы пользователю предоставляются значения следующих параметров:

Wsr - скорость вращения привода насоса в рад/сек.;

Asr - среднее значение отображаемого параметра;

Akv - среднеквадратичная амплитуда изменения параметра;

Ymn - минимальное значение параметра.

Программа осуществляет также спектральный анализ выходных данных.

В дополнение к пульсационным характеристикам программа производит расчет дополнительных значений :

-утечки из-за сжимаемости - имеются ввиду импульсные расходы жидкости, появляющиеся благодаря сжимаемости рабочей среды и наличию нерастворенного воздуха в полостях всасывания и нагнетания насоса;

-перемещение подпятника шестерни - в нормальных условиях подпятник "плавает" над торцем шестерни на высоте $h = 1 \ldots 10$ *мкм* в зависимости от режима трения, в результате запирания жидкости в межзубовой полости образующееся там высокое давление способствует отжатию подпятника от шестерни тем большему, чем больше импульс давления в межзубовой полости;

-прогиб цапфы шестерен - под действием перепада давления в полостях всасывания и нагнетания и усилия зацепления шестерен цапфы шестерен прогибаются, указанный прогиб разложен на составляющие;

-скорость скольжения зубьев по профилю - имеется ввиду взаимная скорость перемещения зубьев шестерен в точке их контакта;

-интенсивность износа профиля зубьев - относительная величина, равная произведению мгновенного значения скорости скольжения зуба на напряжение в точке контакта зубьев, позволяет в общем виде определить зоны профиля зуба, наиболее подверженные износу.

Программа "NDSYS" предназначена для расчета переходных и пульсационных характеристик топливной системы изделий с комбинированными насосами (рис. 2.13), которые состоят из подкачивающей шнекоцентробежной ступени и шестеренной ступени.

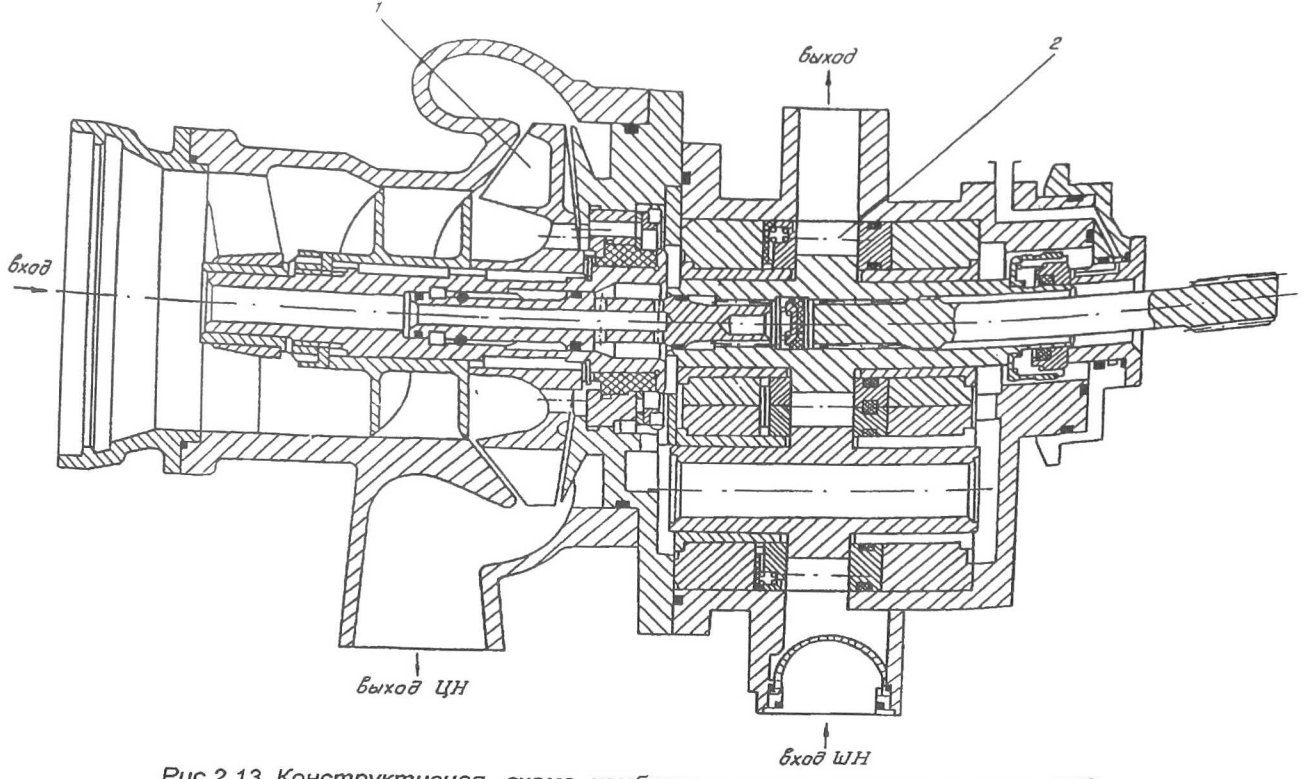


Рис.2.13. Конструктивная схема комбинированного насосного агрегата: 1 - центробежная ступень (ЦН); 2 - шестеренная ступень (ШН).

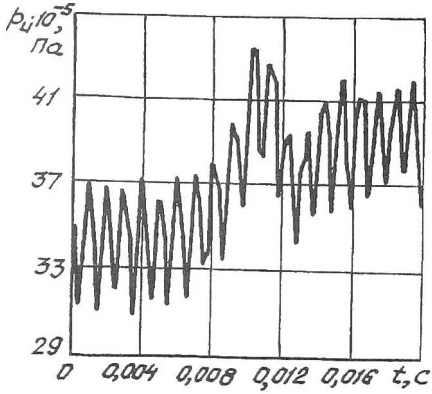


Рис. 2.14. Изменение давления топлива перед дозирующей иглой при останове двигателя с режима "МГ" (закрытии стопкрана за Δt =0,01с.).

Возмущающим воздействием в системе при расчете переходных характеристик (рис. 2.14) является прикрытие дозирующей иглы 10 (с номинала до нуля) (рис. 2.15), источниками пульсаций являются шестеренная и шнекоцентробежная ступени насоса.

В исходные данные, необходимые для расчета, в отличие от программы PUMP, добавлены следующие группы:

- параметры шнекоцентробежной ступени;
- параметры гидравлической системы;
- параметры структуры системы и способа вывода результатов

Интегральные характеристики, рассчитанные программой "NDSYS" для интересующего сечения системы топливопитания,

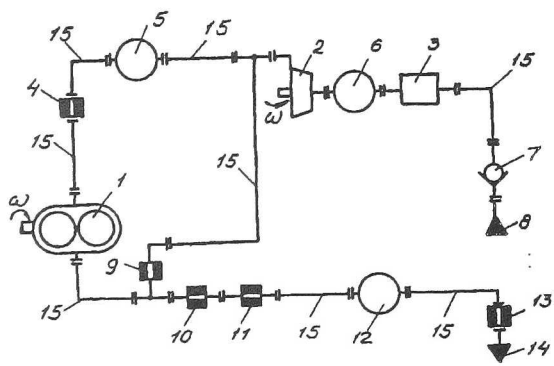


Рис. 2.15. Расчетная схема насоса в составе топливной системы изделия:
1 - шестеренная ступень насоса; 2 - центробежная ступень; 3 - шнековый насос;
4 - подпорный клапан; 5 - ФНД; 6 - внутренняя полость насоса; 7 - обратный клапан; 8 - подача топлива из бака; 9 - перепускной клапан; 10 - дозирующая игла; 11 - стоп-кран; 12 - ТМП; 13- распределитель топлива; 14 - подача топлива к форсункам; 15 - трубопроводы.

содержат те же параметры, что и в программе "PUMP" Дополнительно рассчитывается среднее значение осевого усилия, действующего на ротор шнекоцентробежной ступени.

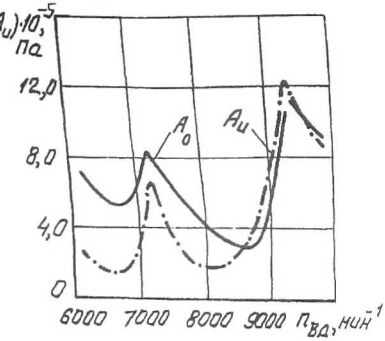


Рис. 2.16. Зависимость среднеквадратичных амплитуд пульсаций давления топлива в полости нагнетания шестеренной ступени (A_0) и перед дозирующей иглой (A_u) от скорости вращения ротора ВД.

Программа "NDSYS" позволяет определить пульсации давления (рис. 2.16) и расхода рабочей жидкости в любой точке исследуемой системы, а также изменение осевого усилия на шнекоцентробежной ступени и величины крутящих моментов на шнекоцентробежной и шестеренной ступенях насоса. Данные расчета позволяют анализировать изменение угла отклонения и угловой скорости вращения роторов шнекоцентробежной и шестеренной ступеней. Блок расчета пульсационных характеристик системы топливопитания включает в себя определение дополнительных параметров, как и для программы "PUMP".

2.3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

В действующих гидромеханических системах различного назначениях решение проблемы снижения колебаний и шума затруднено вследствие жестких требований по сохранению штатной компоновки изделий.

Проведенные исследования в этой области показывают, что задачи по совершенствованию виброакустических характеристик можно решать на этапах технологической и конструкторской проработки изделия, не внося кардинальных изменений в исходную конструкцию насоса и технологический процесс.

Рассмотрим некоторые методы снижения виброакустической активности двублочного шестеренного насоса как наиболее энер-

гоемкого и динамически нагруженного агрегата. Приведенные ниже расчетные данные были получены для двублочного шестеренного насоса 4016Т, работающего в составе системы топливопитания двигателя Д-18Т.

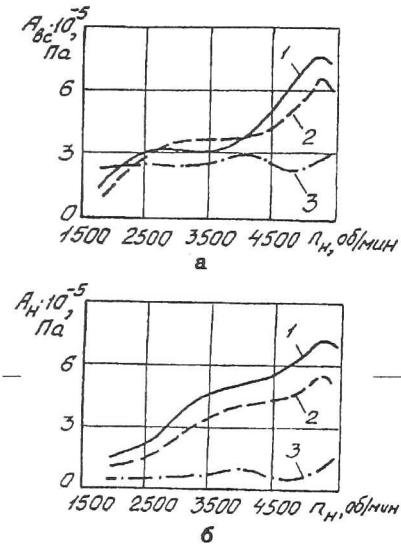


Рис. 2.17. Зависимость амплитуды пульсаций давления на входе (а) и выходе (б) из насоса от частоты вращения привода при различных углах разворота качающих узлов ($P_{вх}=8*10^5$ Па, $P_{вых}=4*10^6$ Па): 1 - $\Delta\varphi = 0^o$; 2 - $\Delta\varphi = 9^o$; 3 - $\Delta\varphi=18^o$.

Один из методов снижения пульсационной производительности насоса - выбор оптимального угла разворота качающих узлов. Угол разворота шестерен параллельных качающих узлов выбирают так, чтобы процессы наложения и взаимной компенсации волн приводили к существенному снижению основных составляющих спектра пульсаций рабочей среды. Теоретическими исследованиями установлено, что уровень пульсаций давления на входе и выходе из насоса можно снизить в 3...4 раза при выборе угла разворота шестерен, равным половине шага зуба. Расчеты, проведенные с использованием математической разработанной модели двублочного шестеренного насоса показали (рис. 2.17), что, для рассматриваемого насосного агрегата уровень пульсаций давления может быть уменьшен по линии всасывания в 1,5...2 раза и в 3...4 раза по линии нагнетания при величине угла относительного разворота качающих узлов $\Delta\varphi=18^o$. Различная степень снижения уровня пульсаций по линии всасывания и нагнетания объясняется несимметричностью внутренних каналов насосного агрегата со стороны всасывания, что приводит к сдвигу фаз между волнами давления, идущими от качающих узлов.

В соответствии с изменением спектрального состава пульсаций давления на входе и выходе из насоса изменяется и состав спектра колебаний крутящего момента на валу привода агрегата.

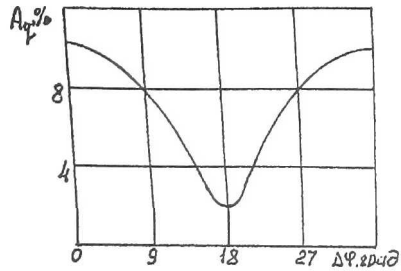


Рис. 2.18. Зависимость пульсационной производительности насоса от угла разворота качающих узлов.

Итак, одним из основных условий снижения колебаний в присоединенных характерных цепях (вход, выход насоса, цепь механического привода) является точность установки угла разворота качающих узлов при сборке агрегата. Теоретические исследования показали, что точность установки должна быть не ниже 1°, только при этом условии эффективность принимаемых мер максимальна (рис. 2.18).

Одно из конструктивных мероприятий , при помощи которого можно снизить пульсационную производительность шестеренного насоса, вибрации и генерируемый шум, это изменение профиля разгрузочных канавок на подпятниках шестерен. Эффективность такого мероприятия зависит от конструкции и характеристик насоса. Так в результате многочисленных вычислительных экспериментов для исследуемого шестеренного насоса, не удалось найти конфигурацию канавок, обеспечивающую существенное снижение уровня пульсационной производительности. Максимальный эффект, полученный в процессе теоретических исследований, не превышал (10...20 %). Поэтому данный метод желательно применять совместно с другими методами снижения динамических нагрузок в шестеренном насосе.

Проведены исследования двублочного насоса, шестерни которого имеют стандартное коррегирование и спроектированы со значительным боковым зазором между нерабочими поверхностями зубьев ($h_б \geq 400$ *мкм*). Указанный зазор приводит к тому, что при образовании запертого объема рабочая жидкость свободно перетекает из защемляемой межзубовой впадины в полость, увеличивающую свой объем. Фактически данный процесс можно рассматривать как дополнительную импульсную утечку,

обуславливающую резкий скачек производительности насоса. Для устранения указанной утечки боковой зазор необходимо уменьшать до минимума ($h_б \approx 20$ *мкм*) (рис. 2.19).

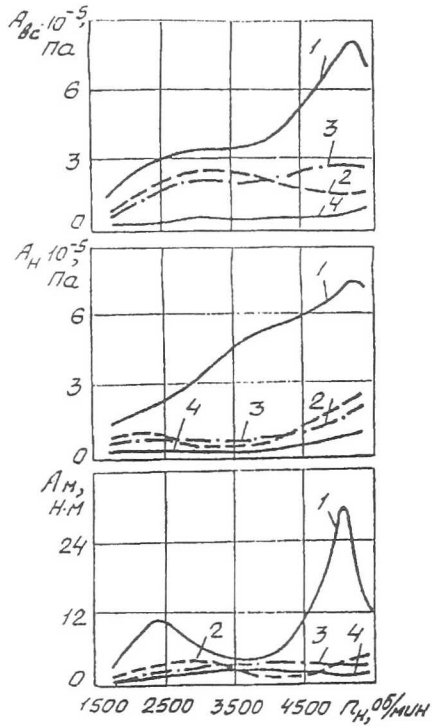


Рис. 2.19. . Зависимость амплитуд пульсаций давления и крутящего момента от скорости вращения привода при различных зазорах по нерабочим поверхностям ($P_{вх}=8*10^5$Па, $P_{вых}=4*10^6$ Па):
1 - $h_б$ =400мкм; 2 - $h_б$ =20мкм;
3 - $h_б$ =50мкм; 4-$h_б$=50мкм, $\Delta\varphi = 9^\circ$.

Указанные мероприятия позволяют значительно (в 3...4 раза) снизить уровень пульсаций давления в линии всасывания, в 2...3 раза - в линии нагнетания и примерно в 4 раза снизить амплитуду колебаний крутящего момента на валу привода агрегата. Одновременно, указанные мероприятия позволяют на 3...5% повысить производительность и объемный КПД насосного агрегата.

Как показали дополнительные исследования, с целью снижения требований к точности изготовления деталей шестеренного насоса достаточно выполнить минимальный боковой зазор $h_б$=**50 мкм**. и одновременно несколько перепрофилировать разгрузочные канавки. Такой вариант является в определенном смысле компромиссным между штатной конструкцией насоса и предлагаемым снижением бокового зазора до минимальной величины.

Статические и пульсационные характеристики при данном варианте (рис.2.19) лишь в малой степени отличаются от ранее предлагаемого ($h_б$=**20 мкм**), однако требования к точности изготовления шестерен в этом случае могут быть существенно снижены.

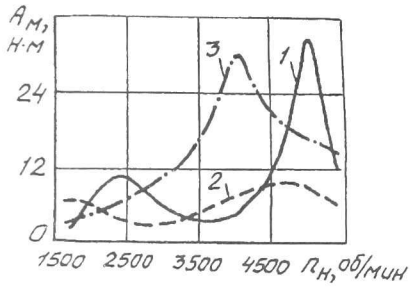


Рис. 2.20. Зависимость амплитуды колебаний крутящего момента от частоты вращения привода насоса при различных жесткостях приводной рессоры;($\Delta\varphi = 0^o$; $P_{вх}=8*10^5$ Па, $P_{вых}= 4*10^6$ Па):
1 $C_{пр}$=7200 Нм/рад;
2 - $C_{пр}$=3600 Нм/рад;
3 - $C_{пр}$=13000 Нм/рад,

Кроме того, исследовано влияние изменения жесткости приводной рессоры агрегата на виброакустические характеристики насоса. Указанное мероприятие направлено на изменение резонансных свойств системы привода насоса с целью снижения уровня колебаний крутящего момента. Теоретические исследования показали, что уменьшение жесткости приводной рессоры с 7200 Нм/рад до 3600 Нм/рад приводит к снижению резонансных частот привода насоса, что позволяет в значительной степени сгладить резонансные пики в колебаниях крутящего момента (рис.2.20). Указанное изменение резонансных свойств позволяет снизить пульсационную производительность насосного агрегата на большинстве режимов примерно на 20...40 % по линии нагнетания и не приводит (рис. 2.21) к существенному изменению уровня пульсаций во всасывающей магистрали. Обратная мера - повышение жесткости приводной рессоры до 13000 Нм/рад - су-

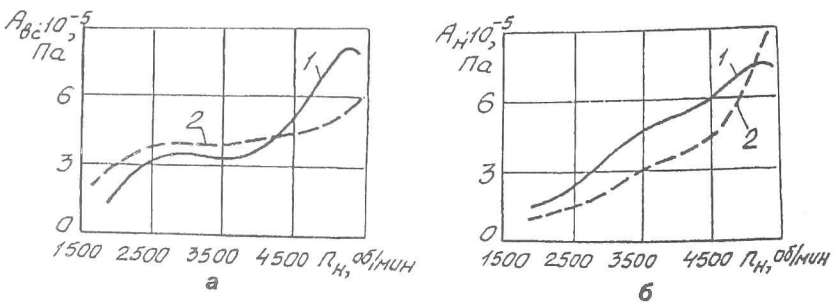


Рис. 2.21. Зависимость амплитуды пульсаций давления на входе (а) и выходе (б) из при различных жесткостях приводной рессоры насоса ($\Delta\varphi = 0^o$; $P_{вх}=8*10^5$ Па, $P_{вых}= 4*10^6$ Па):
1 - $C_{пр}$ = 7200 Нм/рад; 2 - $C_{пр}$ = 3600 Нм/рад.

щественным образом увеличивает амплитуду колебаний крутящего момента. Это явление объясняется тем, что рессора с меньшей жесткостью позволяет демпфировать резкие изменения крутящего момента, действующего на шестерни вследствие, например, запирания жидкости, в то время, как жесткая рессора не позволяет защитить систему от подобных импульсных воздействий. Выбор оптимальной жесткости рессоры может обеспечить значительное снижение вибраций насосного агрегата и системы механического привода.

Анализ динамических характеристик исследуемого насоса при различных значениях количества нерастворенного воздуха, содержащегося в рабочей жидкости, показывает, что с увеличением относительного количества воздуха в системе пульсацион -

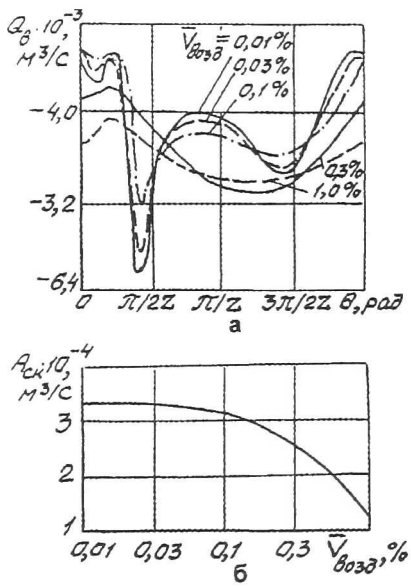


*Рис. 2.22. Влияние количества нерастворенного воздуха на форму (а) и среднеквадратичную амплитуду (б) пульсаций расхода на выходе из полости всасывания: (ω = 500рад/с; $P_в$=8*10^5 Па, $P_н$= 4*10^6 Па).*

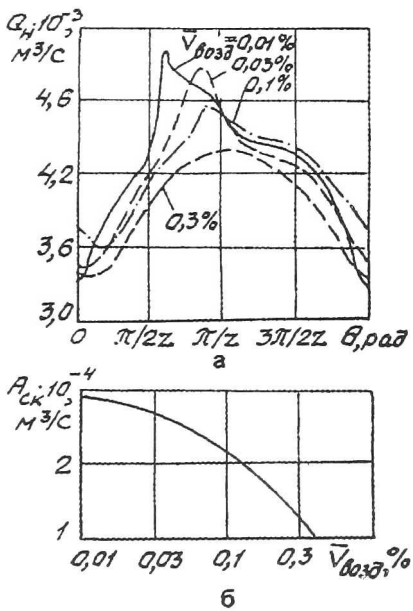


*Рис. 2.23. Влияние количества нерастворенного воздуха на форму (а) и среднеквадратичную амплитуду (б) пульсаций расхода на выходе из полости нагнетания: (ω = 500рад/с; $P_в$=8*10^5 Па, $P_н$= 4*10^6 Па).*

ная производительность насоса как со стороны полости всасывания, так и со стороны полости нагнетания (рис. 2.22, 2.23) снижается. Указанная тенденция становится заметной при относительном содержании воздуха более 0,05%.

Кроме того, газовые включения в значительной мере влияют на статические характеристики насоса. Результаты проведенного с помощью программы PUMP численного моделирования показали, что с увеличением количества воздуха экспоненциально снижается производительность насоса (рис. 2.24), объемный и общий КПД, мощность на валу привода насоса и другие параметры. При относительном содержании воздуха в рабочей жидкости свыше 1 % насос становится неэффективным. То есть технические требования к качеству рабочей среды в гидросистемах должны быть обоснованы с точки зрения максимальной эффективности насосных агрегатов и их наименьшей виброакустической активности.

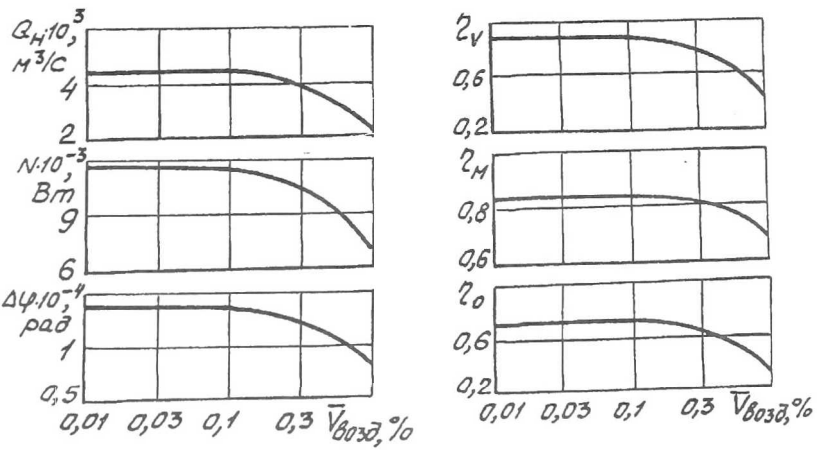


*Рис. 2.24. Влияние относительного объема нерастворенного воздуха на входе в систему на интегральные характеристики насоса (ω = 500рад/с; $P_в$=8*10^5 Па, $P_н$= 4*10^6 Па).*

Таким образом, путем выбора оптимальных конструктивных параметров насоса, обеспечения точности изготовления деталей и точности сборки агрегата, можно добиться значительного снижения виброакустических нагрузок в шестеренном насосе без кардинального изменения штатной конструкции агрегата, а, сле-

довательно, значительно улучшить его эксплуатационные характеристики.

Описанные программы позволяют исследовать динамику гидромеханических систем с шестеренными насосами, а также комплексно оценивать эффективность мероприятий по совершенствованию их виброакустических характеристик.

2.4. ДИНАМИКА ПЛУНЖЕРНЫХ ГИДРОНАСОСОВ

Как уже отмечалось, основным подходом при моделировании любых гидромеханических агрегатов (в частности, насосов) является комплексный анализ динамических процессов в гидравлических магистралях и механических системах. Проиллюстрируем данный подход на следующем примере динамического анализа работы насосов, используемых в аэрокосмических системах. Так, в гидросистемах самолетов и гидравлической системе рулевых приводов ракетоносителя "Энергия" применяются (рис. 2.25)

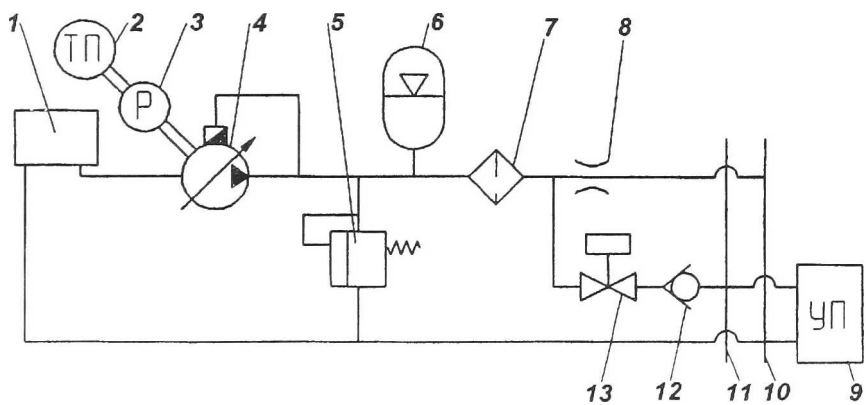


Рис. 2.25. Гидравлическая схема рулевого привода
1 - бак с рабочей жидкостью; 2 - трубопровод; 3 - редуктор; 4 насос НП-113; 5 - предохранительный клапан; 6 - пневмогидроаккумулятор; 7 - фильтр; 8 - дроссель; 9 - узел привода; 10 - коллектор слива; 11 - коллектор нагнетания; 12 - обратный клапан; 13 - электроуправляемый клапан.

аксиально-плунжерные насосы НП-113 высокого (до 20 Мпа) давления, приводимые от ротора ГТД или газовой турбины через редуктор.

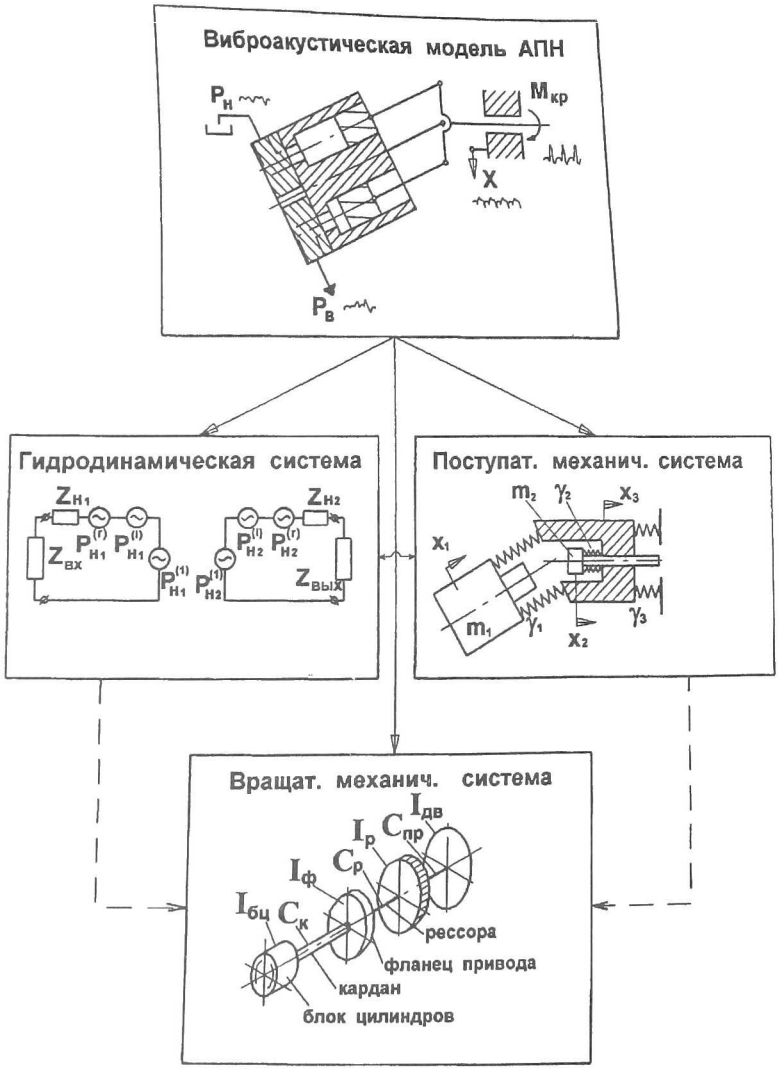


Рис. 2.26. Схема взаимодействия систем аксиально-плунжерного насоса (АПН).

Насос ПН-113 является сложным агрегатом (рис. 2.26) переменной производительности, содержащим, помимо качающего узла, регулятор давления и обратный клапан в линии нагнетания. С точки зрения динамики данный агрегат можно рассмат-

ривать как сложную виброакустическую систему, состоящую из ряда подсистем:

- гидравлической подсистемы, включающей массу жидкости в рабочих камерах насоса, взаимодействующей через распределительное золотниковое устройство со всасывающей линией (состоящей из трубопровода и бака) и линией нагнетания (трубопровод, предохранительный клапан, гидроаккумулятор, трубопровод, фильтр, обратный клапан, дроссель, коллектор нагнетания);

- механической вибросистемы, состоящей из сосредоточенных масс (корпус, крышка, ротор, золотник регулятора и т.д.), совершающих колебательные движения на упругих опорах, причем к корпусу и крышке присоединены всасывающая и выходная магистрали со своими упруго-массовыми характеристиками;

механической вращательной системы, включающей ротор насоса, приводную рессору, соединенную через редуктор и приводной вал с ротором турбины.

Перечисленные динамически взаимодействующие элементы определяют сложную картину протекающих процессов в элементах насоса, а если учесть, что на изделии имеется несколько насосных узлов, между которыми реализуется динамическое взаимодействие через общие коллекторы нагнетания и слива, то понятно, насколько это сложная виброакустическая система. Причем неучет взаимного влияния указанных выше подсистем может привести к усталостным разрушением механических элементов (рессор, шестерен, подшипников и т.п.), износу золотников, разгерметизации стыков и т.д.

Таким образом, любые гидравлические или топливные насосы авиационно-космических, наземных и других объектов, обладающие, как правило, большой энерговооруженностью и малой удельной массой, возбуждают интенсивные пульсационные и вибрационные процессы, зачастую приводящие к разрушениям гидромеханических элементов. Поэтому проблема разработки математических моделей и исследования динамики насосов с учетом взаимного влияния механической и гидравлической систем в широком спектре частот является актуальной и важной. С другой стороны, элементы моделей насосных агрегатов, описывающие динамическое взаимодействие указанных систем, могут быть применены и для расчета виброакустических характеристик других узлов.

Рассмотрим на примере аксиально-поршневых насосов (АПН) основные направления теоретических исследований реализующихся в них динамических процессов. К особенностям АПН следует отнести определенную сложность конструкции (особенно для АПН с регулируемой наклонной шайбой), обуславливающую многофакторность указанных процессов. Виброакустические характеристики АПН определяются следующими основными колебательными процессами:

- самим рабочим процессом, обуславливающим порционность, дискретность подачи рабочей жидкости вследствие конечного числа плунжеров;
- особенностями наполнения цилиндра, сопровождающегося явлениями сжатия (компрессии) жидкости и возбуждаемыми при этом высокочастотными (1-2 кГц) колебаниями;
- роторной механической вибрацией вследствие статической и динамической неуравновешенности вращающихся элементов АПН;
- механическими колебаниями элементов АПН, возбуждаемыми неравномерным крутящим моментом на ведущем валу, центробежными силами поршней; прецессией приводного вала в подшипниках; ударными импульсами при качании шариков (роликов) по волнистым беговым дорожкам.

Подача насоса в нагнетательный трубопровод складывается из двух составляющих - кинематической подачи и подачи сжатия, обусловленной сжимаемостью рабочей жидкости. Кинематическая подача определяется конструкцией машины, ее кинематикой. Теоретическая подача одного (j-го) цилиндра в пределах одного оборота вала насоса $(0 < \varphi_j < 2\pi)$ запишется в виде

$$Q_{kj}(\varphi) = \begin{cases} \omega F r \sin\gamma \sin\varphi_j, & 0 \le \varphi_j < \pi, \\ 0, & \pi \le \varphi_j < 2\pi, \end{cases}$$

где F - поперечная площадь цилиндра; r - радиус оси цилиндра; γ - угол между осями блока цилиндров и приводной рессоры; φ_j - текущий угол j-го цилиндра, определяемый по формуле

$$\varphi_j = \varphi + (j-1)\frac{2\pi}{i},$$

где φ - текущий угол первого цилиндра.

Представим теоретическую подачу j-го цилиндра (с периодом 2π) в виде ряда Фурье

$$Q_{kj} = \omega Fr \sin\gamma \cdot$$

$$\cdot\left\{\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\sin\varphi_j+\frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty}(-1)^l\frac{1}{4l^2-1}\sin\left[2l\varphi_j-\frac{\pi}{2}\right]\right\}.$$

Суммарная кинематическая подача насоса запишется в следующем виде:

$$Q_k = \sum_{j=1}^{i} Q_{kj} = i\omega Fr \sin\gamma \cdot$$

$$\cdot\left\{\frac{1}{2}+\frac{2}{\pi}\sum_{i=1}^{\infty}(-1)^{il}\frac{1}{4i^2l^2-1}\sin\left[2il\beta-\frac{\pi}{2}\right]\right\}. \qquad (2.28)$$

Коэффициенты ряда (2.28) представляют собой спектр кинематической подачи АПН. В таблице 2.1 приведен пример расчета спектра $Q_к$ насоса ПД № 2,5 при частоте вращения вала 1000 об/мин.

Таблица 2.1

СПЕКТРЫ КОЛЕБАНИЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОДАЧИ И ПОДАЧИ СЖАТИЯ НАСОСА ПД № 2.5, РАБОТАЮЩЕГО ПРИ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА 1000 об/мин И ПРИ $P_H - P_B$ = 90 кгс / см^2

№ гармоники	Частота, Гц	Амплитуда составляющей в см^3/с	
		Кинематической	Сжатие
1	117	-	56.2
2	234	5,06	55.1
3	351	-	53.7
4	468	1,26	51.6
5	585	-	48.9
6	702	0,565	45.7
7	819	-	42.3

№ гармоники	Частота, Гц	Амплитуда составляющей в см^3/с	
		Кинематической	Сжатие
8	936	0,317	38.2
9	1053	-	34.2
10	1170	0,203	28.8
11	1287	-	25.3
12	1404	0,141	20.7
13	1521	-	16.3
14	1638	0,1035	12
15	1735	-	7.85
16	1872	0,0797	4.01
17	1989	-	0.475

Подача сжатия цилиндра имеет следующие особенности. При переходе верхней мертвой точки (ВМТ) цилиндр соединяется с полостью высокого давления. Давление в цилиндре не сразу поднимается до P_H, а лишь после поворота на некоторый угол φ_0. При прохождении цилиндром промежутка $0 \le \varphi \le \varphi_0$ давление в нем $p(t)$ растет, т.е. жидкость сжимается. Подача цилиндра в это время в полость нагнетания меньше теоретической на величину, определяемую сжатием жидкости в цилиндре и называемую подачей сжатия. Поскольку подача сжатия в реальных машинах велика, то в промежутке $0 \le \varphi \le \varphi_0$ поток жидкости направлен из полости высокого давления в цилиндр. В области нижней мертвой точки (НМТ) подача сжатия отсутствует, поскольку давление в цилиндре падает от P_H до P_B уже после того, как цилиндр перешел НМТ и соединился со входной магистралью. В области НМТ имеет место подача сжатия во входную магистраль за счет разности давления $P_H - P_B$..

Для вычисления расхода сжатия j-го цилиндра применяем следующее выражение

$$Q_{сжj} = -\frac{\omega V_j \, dp}{\chi \, d\varphi},$$

где V_j - объем цилиндра в НМТ; χ - модуль сжимаемости жидкости.

Приняв для простоты трапецеидальную форму индикаторной диаграммы с линейным изменением давления по углу поворота блока цилиндров

$$p(\varphi)=\begin{cases}(p_H-p_B)\dfrac{\varphi}{\varphi_0}+p_b & при \quad 0\le\varphi<\varphi_0,\\ P_H & при \quad \varphi_0\le\varphi<\pi,\\ (p_H-p_B)\dfrac{\pi-\varphi}{\varphi_0}+p_H & при \quad \pi\le\varphi<\pi+\varphi_0,\\ p_b & при \quad \pi+\varphi_0\le\varphi<2\pi,\end{cases}$$

запишем подачу сжатия j-го цилиндра в пределах одного оборота вала

$$Q_{сжj}=\begin{cases}\dfrac{\omega V_j}{\chi}\dfrac{p_H-p_B}{\varphi} & при \quad 0\le\varphi_j<\varphi_0,\\ 0 & при \quad \varphi_0\le\varphi_j<2\pi.\end{cases} \qquad (2.29)$$

Разложение последнего равенства в ряд Фурье дает следующее уравнение:

$$Q_{сжj}=-\frac{\omega V_j}{\chi}\frac{p_H-p_B}{\varphi_0}\left[\frac{\varphi_0}{2\pi}+\frac{2}{\pi}\sum_{l=1}^{\infty}sin\frac{l\varphi_0}{2}sin(l\varphi_l-\frac{\varphi_0}{2})\right].$$

Складывая подачи сжатия отдельных цилиндров, получаем подачу сжатия всего насоса. Спектр подачи сжатия запишется в виде:

$$Q_{сж}(\varphi)=\sum_{j=1}^{i}Q_{сжj}=$$

$$=-\frac{\omega V}{\chi}i\frac{p_H-p_B}{\varphi_0}\left[\frac{\varphi_0}{2\pi}+\frac{2}{\pi}\sum_{i=1}^{\infty}\frac{1}{li}sin\frac{li\varphi_0}{2}sin(li\varphi-\frac{\varphi_0}{2})\right].$$

Для насоса ПД № 2,5, работающего при p_H-p_B=90 кг/см^2 с частотой вращения вала 1000 об/мин, амплитудный спектр показан в табл. 2.1. Сравнение спектров (амплитуд) кинематической подачи и подачи сжатия показывает, что колебания кинематиче-

ской подачи пренебрежимо малы по сравнению с колебаниями подачи сжатия.

Все вышеуказанное говорит о том, что АПН необходимо рассматривать как сложную виброакустическую систему, содержащую взаимодействующие гидравлическую и механические подсистемы (см. рис. 2.26). Причем изменение граничных условий в любой из указанных подсистем может существенно влиять на остальные. Так, изменение жесткости привода (за счет сменных пластин торсионов) насоса ПД N 2,5 позволило существенно (до 30%) уменьшить амплитуду пульсаций давления. При рассмотренном подходе можно качественно и количественно оценить влияние тех или иных факторов виброакустического взаимодействия гидравлической и механической систем. Например, возможно учесть неравномерность вращения привода насоса из-за наличия упругой связи между роторами насоса и приводного двигателя, а также вследствие неравномерного вращения ротора насоса. Возникающие при этом динамические явления существенно (особенно при гибкой рессоре) усложняют механизм возбуждения колебаний жидкости.

2.5. СНИЖЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ В СИСТЕМАХ ПОДАЧИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ С ПЛУНЖЕРНЫМИ И ШЕСТЕРЕННЫМИ НАСОСАМИ

Насосные агрегаты гидромеханических систем являются источниками кинематического возбуждения присоединенных к нему трубопроводов. Например, эксплуатация систем управления и топливопитания ДЛА показывает, что из всех встречающихся разрушений трубопроводов наибольший процент составляют усталостные разрушения, вызванные вибрациями /15/. Доля усталостных поломок трубопроводов в сумме усталостных дефектов всех деталей ряда двигателей составляет 20-25% /30/.

Известно, что к числу основных источников возбуждения колебаний трубопроводов ДЛА относятся:

- пульсирующий поток рабочей среды, вызывающий переменные напряжения в трубах с частотой равной или кратной частоте основного тона пульсаций давления жидкости;

- периодические силы, возникающие при работе силовых установок и вызывающие переменные напряжения в трубопрово-

дах с частотой равной или кратной оборотам двигателей (привода агрегата).

Могут быть и другие источники колебаний, однако исследования вибраций трубопроводов гидравлических систем проведенные на самолетах различных типов показали, что именно эти источники в значительной степени определяют вибрацию труб и особенно тех, которые расположены в районе топливных насосов и двигателей.

Для кинематического возбуждения трубопроводов наиболее опасны резонансные режимы, при этом в трубопроводе возникают напряжения /30/:

$$\sigma_{рез} = \alpha\, \sigma_{воз}, \tag{2.30}$$

где α - коэффициент усиления при резонансе, $\sigma_{воз}$ - напряжения в трубке от сил возбуждения, которые зависят от конструктивных факторов трубопровода, характеристик протекающей внутри жидкости, способа крепления трубопровода, амплитуды перемещения мест крепления y; причем функция $\sigma_{воз} = f(y)$ является монотонно возрастающей, например, для участка трубопровода, закрепленного на двух опорах $\sigma_{воз}$ определяется следующим образом /30/:

$$\sigma_{воз} = \frac{4{,}73^2\, n y k_1}{180} \sqrt{\frac{E\gamma}{g(1+\bar{d}^2)}}, \tag{2.31}$$

где n - собственная частота колебаний трубки, E, γ - модуль упругости и удельный вес материала трубки, g - ускорение силы тяжести, $\bar{d}$ - отношение внутреннего диаметра трубки к наружному,

$$k_1 = \sqrt{\frac{\gamma_1 \bar{d}^2 + \gamma(1-\bar{d}^2)}{\gamma(1-\bar{d}^2)}}, \tag{2.32}$$

- коэффициент, учитывающий заполнение трубки жидкостью, γ_1- удельный вес заполняющей трубку жидкости.

Для трубопровода, прикрепленного к насосу, величина "y" определяется перемещением фланца насоса, то есть, одним из факторов, влияющих на динамические нагрузки является амплитуда перемещений места крепления насоса к трубопроводу. Авиационным плунжерным и шестеренным насосам присуща почти линейная зависимость амплитуды виброускорения от амплитуд пульсаций давления в характерных сечениях :

$$j = a + k_y A_p \ , \qquad (2.33)$$

где k_y - коэффициент усиления, зависящий от конструкции насоса, параметров крепления трубопровода и режимных факторов, A_p - амплитуда основной составляющей колебаний давления, j - виброускорение, a - постоянная.

Такая зависимость подтверждается многими экспериментальными данными. Так при стендовых испытаниях (рис. 2.27)

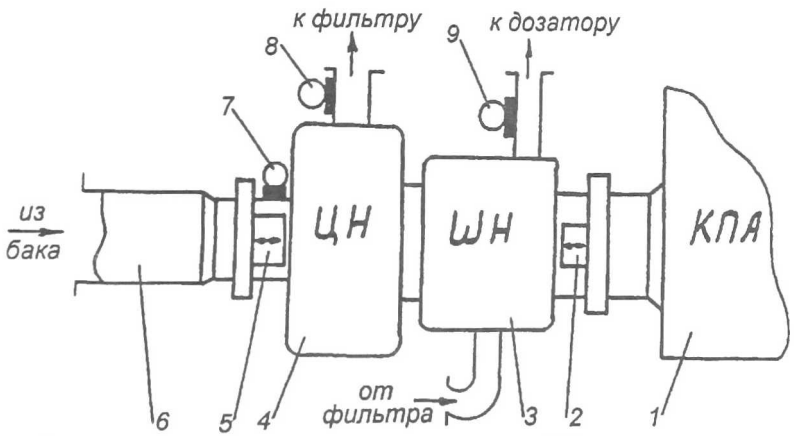
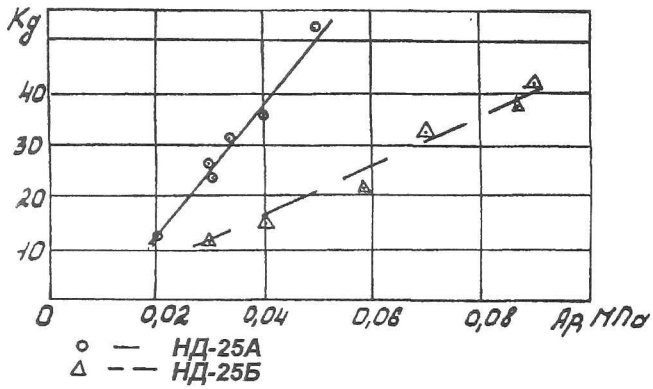


Рис. 2.27. Схема датчиков на агрегатах НД.
1 - коробка приводов агрегатов; 2,5 - датчики вибрации на хомуте крепления и на фланце подвода топлива; 3,4 - шестеренная и центробежная ступени; 6 - входной трубопровод; 7,8,9 - датчики пульсаций давления на входе и выходе центробежной и шестеренной ступеней соответственно.

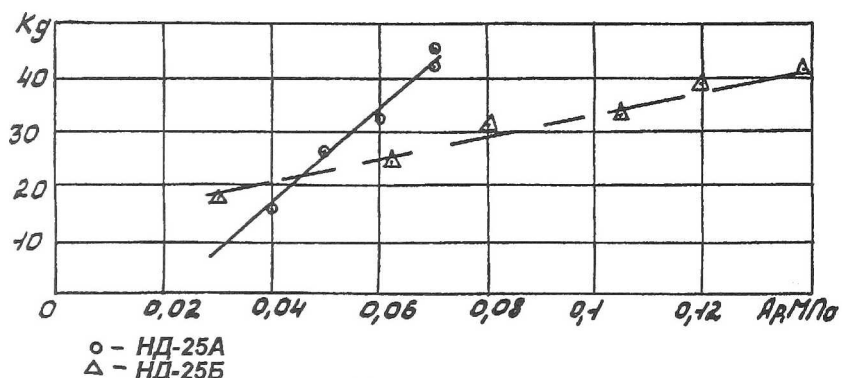
для насосных агрегатов НД-25А и НД-25Б были проведены оценки вибросостояния насосов замером вибраций пьезоакселерометрами , установленными в осевом направлении насоса на хомуте крепления насоса к коробке привода агрегатов (КПА) и

хомуте фланца крепления трубопровода подвода топлива к насосу.

При этом наблюдалась линейная зависимость между параметрами пульсаций давления топлива и вибраций агрегата. Как следует из графиков рис. 2.28, 2.29 амплитуды виброускоре-



а



б

Рис. 2.28. Зависимость амплитуды виброперегрузки на фланце подвода топлива к насосу от амплитуды пульсаций давления на входе в агрегат:
а - при среднем давлении на входе $P_{вх}$=0,1Мпа;
б - при среднем давлении на входе $P_{вх}$=0,3Мпа.

ний практически являются функцией от амплитуд пульсаций рабочей среды на входе и выходе насоса.

Кроме того, при исследовании виброакустических свойств агрегатов НД-25А и НД-25Б, а также их модификаций с утяжеленной

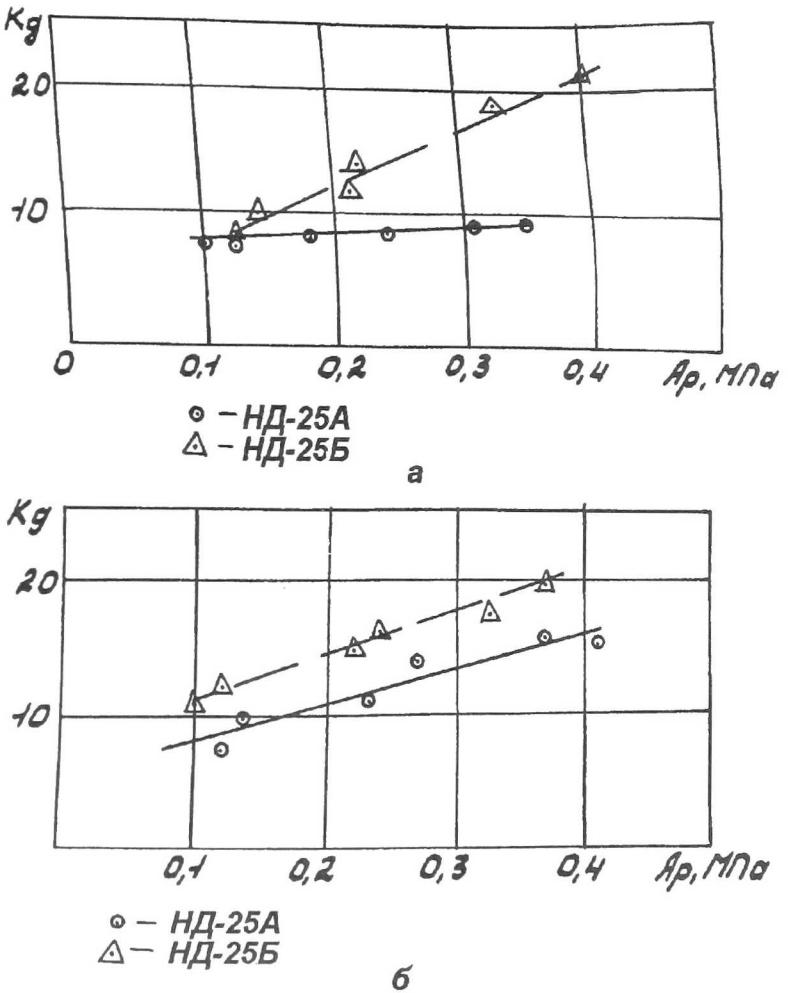


Рис. 2.29. Зависимость амплитуды виброперегрузки на хомуте крепления насоса к коробке приводов агрегатов от амплитуды пульсаций давления на выходе шестеренной ступени:

а - при среднем давлении на входе в насос $P_{вх}$=0,1Мпа;

б - при среднем давлении $P_{вх}$=0,3Мпа,

"улиткой" центробежной ступени были проведены оценки взаимосвязи пульсаций давления топлива и значений виброперегруз. и на фланце подвода топлива. Учитывая тот факт, что наибольший уровень вибрации наблюдался на частоте первой зубовой гармоники шестеренной ступени агрегата, оценка статистической взаимосвязи проводилась для значения виброперегрузки и пульсацией топлива за шестеренной ступенью насоса. Значения функции когерентности для частоты первой зубовой гармоники шестеренной ступени составляют не менее величины 0,9847, что свидетельствует о наличии прямой зависимости между значениями пульсаций рабочей среды и величиной виброперегрузки.

При проведении вибрографирования насоса НП-103-2 в составе изделия были установлены пьезоакселерометры (рис. 2.30) для измерения вибросоставляющих в 3-х направлениях и на крышке КПА.

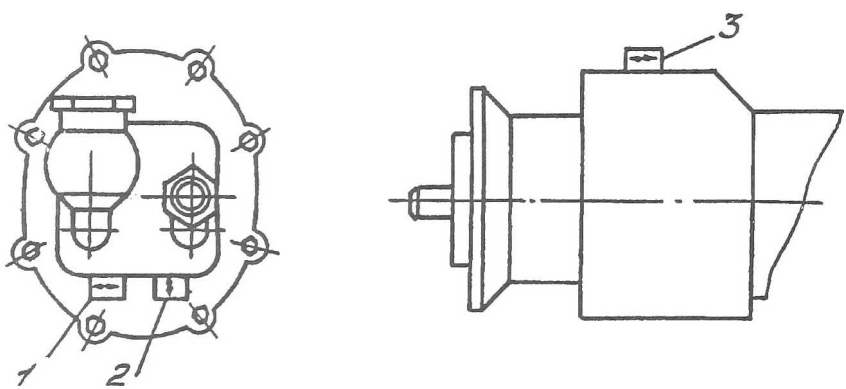


Рис. 2.30. Схема препарирования насоса НП-103 пьезоакселерометрами:
1 - датчик поперечного (горизонтального) ускорения;
2 - датчик вертикального ускорения;
3 - датчик осевого .ускорения,

В результате исследований было выявлено, что наиболее интенсивная гармоника в спектре вибраций и в спектре пульсаций давления топлива соответствуют второй плунжерной частоте, и имеется общая тенденция роста вибраций при увеличе-

нии амплитуды пульсаций давления с плунжерными частотами (рис. 2.31, 2.32, 2.33).

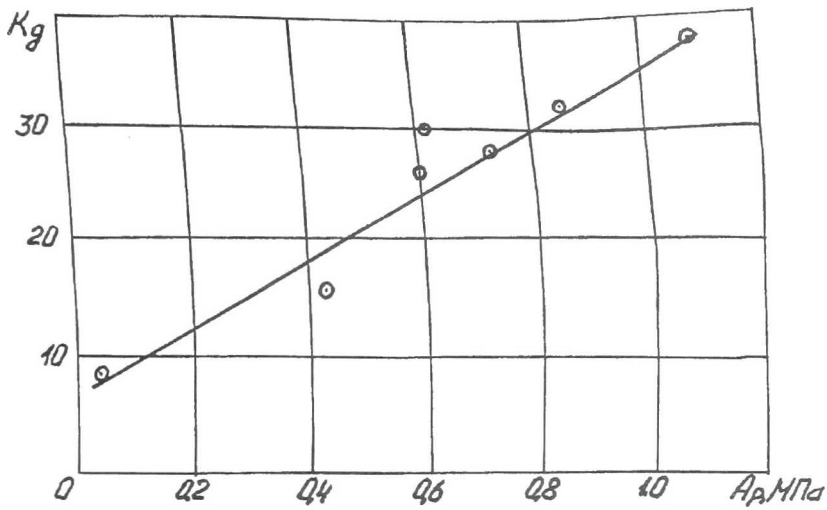


Рис. 2.31. Зависимость амплитуды виброперегрузки корпуса насоса (осевое направление) от амплитуды пульсации давления (для основой составляющей спектра $N_z = 2$).

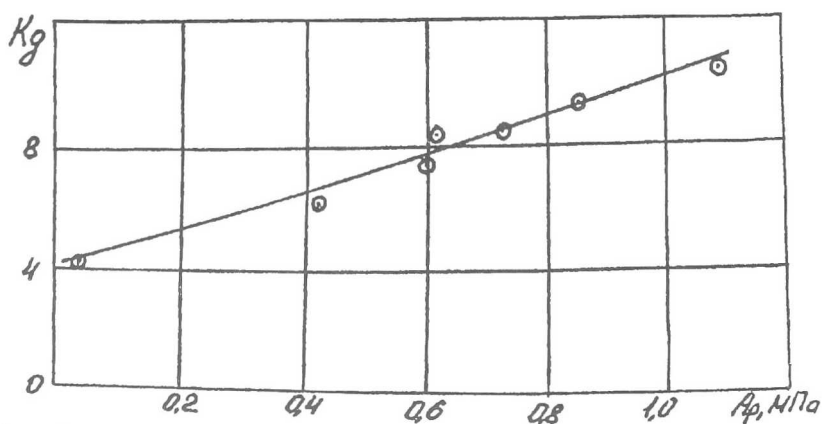


Рис. 2.32. Зависимость значения виброперегрузки корпуса насоса (горизонтальное направление) от амплитуды пульсаций давления (для основой составляющей спектра $N_z = 2$).

Таким образом, снижая пульсационную производительность насосных агрегатов, можно добиться снижения вибраций самого насоса, а, следовательно, и уменьшить уровень кинематического возбуждения присоединенных трубопроводов.

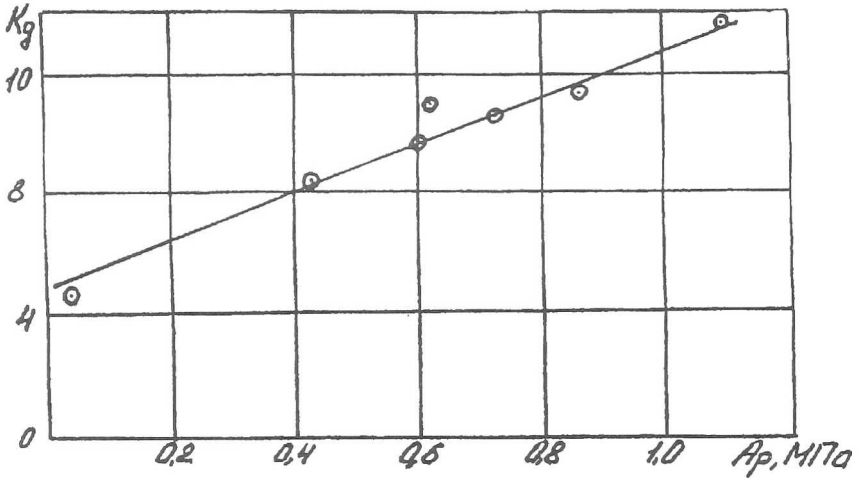


Рис. 2.33. Зависимость значения виброперегрузки корпуса насоса (вертикальное направление) от амплитуды пульсаций давления (для основной составляющей спектра $N_г$ = 2).

Таким образом, разработанные математические модели насосных агрегатов позволяют анализировать их динамические свойства и определяют мероприятия по снижению виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. Однако, для этого требуется ещё и знание динамических характеристик элементов, входящих в состав гидромеханических систем.

Глава 3. ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Как уже указывалось работа гидромеханических систем различного назначения, имеющих повышенные рабочие давления, сопровождается интенсивными динамическими процессами, источниками которых могут являться:

качающие узлы насосных агрегатов, подробно рассмотренные в предыдущей главе;

- автоколебания клапанных и золотниковых устройств;
- вибрации трубопроводов и агрегатов и другие.

Существующие методики расчета динамических характеристик агрегатов в своем большинстве основаны на моделях гидромеханических систем или элементов, демонстрирующих изолированный подход к определению динамических свойств гидравлических и механических цепей системы.

Зачастую при построении моделей принимаются такие допущения, которые исключают учет взаимного влияния динамических процессов в характерных цепях систем.

Для решения проблем, связанных с совершенствованием виброакустических характеристик гидромеханических систем, необходимо создание математических моделей элементов и агрегатов ПГС, учитывающих взаимодействие пульсационных процессов в рабочей среде и колебаний механических элементов. Такие модели позволят достоверно оценить уровень действующих в гидромеханических системах динамических нагрузок на стадии проектирования, а также комплексно рассматривать вопросы снижения виброакустической активности в действующих системах.

В данной главе рассмотрены вопросы моделирования виброакустических характеристик трубопроводных, емкостных и других элементов пневмогидромеханических систем.

3.1. ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТРУБОПРОВОДНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

3.1.1. Пульсационная модель трубопровода

Для описания динамических свойств прямолинейного участка трубопровода постоянного сечения длиной l и диаметром d можно применить уравнения, предложенные И.А.Чарным /139/. Решение уравнений может быть записано в следующей форме:

$$\begin{Vmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} A_1(\omega) & B_1(\omega) \\ C_1(\omega) & D_1(\omega) \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{Vmatrix}.$$

Коэффициенты матрицы передачи имеют вид:

$$A_1 = ch\gamma l$$

$$B_1 = Z_в sh\gamma l$$

$$C_1 = \frac{1}{Z_в} sh\gamma l$$

$$D_1 = ch\gamma l \quad ,$$

где $Z_в$ - волновое сопротивление трубопровода;

$$Z_в = \frac{\rho_0 a}{S} \sqrt{\frac{1}{j\omega}\left(j\omega + \frac{\lambda v_0}{2d}\right)} \quad ,$$

ρ_0 - плотность рабочей среды;

v_0 - скорость стационарного потока в трубопроводе;

a - скорость звука;

l - длина трубопровода;

S - площадь поперечного сечения отрезка трубопровода;

λ - коэффициент сопротивления в формуле Дарси-Вейсбаха для потери напора на трение;

ω - круговая частота;

d - диаметр трубопровода;

γ - постоянная распространения волнового процесса;

$$\gamma = \delta + j\varepsilon,$$

где δ - коэффициент затухания;

ε - коэффициент фазы.

При точном расчете частотных характеристик трубопроводной линии коэффициент затухания δ и коэффициент фазы ε можно найти по соотношениям /113/.

$$\delta = \omega\sqrt{\frac{\rho_0}{B_{mp}}}\sqrt{\frac{1}{2}\left[\sqrt{\left(1+\frac{2b}{\rho_0\omega\, r_0}\right)^2+\frac{4a^2}{\rho^2{}_0\omega^2\, r^2{}_0}}-\frac{2b}{\rho_0\omega\, r_0}-1\right]} \quad (3.1)$$

$$\varepsilon = \omega\sqrt{\frac{\rho_0}{B_{mp}}}\sqrt{\frac{1}{2}\left[\sqrt{\left(1+\frac{2b}{\rho_0\omega\, r_0}\right)^2+\frac{4a^2}{\rho^2{}_0\omega^2\, r^2{}_0}}+\frac{2b}{\rho_0\omega\, r_0}+1\right]} \quad (3.2),$$

где ω - круговая частота колебаний;

ρ_0 - плотность среды;

r_0 - радиус сечения трубы;

B_{np} - приведенный модуль упругости трубы

$$B_{np} = \frac{B}{1+\frac{2r_0B}{\delta_{cm}E_{cm}}},$$

E_{cm} - модуль упругости материала стенки трубы;

δ_{cm} - толщина стенки трубы;

B - модуль объемной упругости среды;

a,b - соответственно вещественная и мнимая части амплитудно-фазовой частотной характеристики касательного напряжения на стенке трубы.

При колебаниях ламинарного потока величины a и b находятся по формулам

$$a = \frac{\rho_0\omega\, r_0}{2k_1}$$

$$b = \frac{\rho_0 r_0}{2}\left(\frac{k_2}{k_1}-1\right)\omega\ ,$$

где

$$k_1 = \frac{\left(2\sqrt{\varpi} - 1\right)\left(4\varpi - 2\sqrt{\varpi} + 1\right)}{4\varpi - \sqrt{\varpi}}$$

$$k_2 = \frac{4\varpi\left(2\sqrt{\varpi} - 1\right)}{4\varpi - \sqrt{\varpi}} \qquad (3.3)$$

$$\varpi = \frac{r_0^2 \omega}{8\upsilon} .$$

После подстановки этих значений a и b формулы (3.1) и (3.2) принимают вид

$$\delta = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1}\left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} - 1\right)} \quad , \qquad (3.4)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1}\left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} + 1\right)} \quad , \qquad (3.5)$$

где $\varepsilon_0 = \omega\sqrt{\frac{\rho_0}{B_{mp}}}$.

Для безразмерных частот $\varpi > 10$ численные значения величин k_1 и k_2 позволяют ограничиться первыми двумя членами разложения $\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}}$ в соотношениях (3.4) и (3.5) в степенной ряд:

$$\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} \approx 1 + \frac{1}{2}\frac{1}{k_2^2}$$

Тогда соотношения (3.4) и (3.5) можно упростить и записать в виде

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{2\sqrt{k_1 k_2}} \quad , \qquad (3.6)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \quad , \qquad (3.7)$$

Подставив в формулу (3.6) значения ε_0, k_1 и k_2, определяемые соотношениями (3.7) и

$$\chi_a = \frac{\overline{\omega}}{k_1}$$

$$\chi_p\beta = \frac{k_2}{k_1} \quad , \tag{3.8}$$

получим

$$\delta = \frac{4\upsilon\chi_a}{r_0^2}\sqrt{\frac{\rho_0}{\chi_p\beta\, B_{mp}}} \quad . \tag{3.9}$$

Таким же образом приведем соотношение (3.7) к виду

$$\varepsilon = \omega\sqrt{\frac{\chi_p\beta\rho_0}{B_{mp}}} \quad .$$

При $\overline{\omega} > 300$ корректив χ_a можно вычислять по формуле

$$\chi_a = \frac{\sqrt{\overline{\omega}}}{2} \quad ,$$

которая для размерных величин имеет вид

$$\chi_a = \frac{r_0}{4}\sqrt{\frac{\omega}{2\upsilon}} \quad .$$

Формула (3.8) при $\overline{\omega} > 10$ может быть заменена приближенной:

$$\chi_p\beta = 1 + \frac{\sqrt{\overline{\omega}}}{2\overline{\omega}} \quad ,$$

которая для размерных величин имеет вид

$$\chi_p\beta = 1 + \frac{1}{r_0}\sqrt{\frac{2\upsilon}{\omega}} \quad .$$

Для безразмерных частот $\overline{\omega} > 300$ можно считать $\frac{k_2}{k_1} \approx 1$ и $\chi_p\beta \approx 1$ Для этих же безразмерных частот соотношение (3.9) можно заменить более простым:

$$\delta_{\bar{\omega}>300} = \frac{1}{r_0}\sqrt{\frac{\omega\rho_0\upsilon}{2B_{mp}}} \quad .$$

Приведенные выше соотношения описывают пульсационную модель трубопровода, которая позволяет опрделить распределение пульсаций давления по его длине и строить амплитудные и фазовые частотные характеристики. Но эта модель не дает информации о взаимовлиянии пульсационных процессов в рабочей среде и колебаний механических элементов. Поэтому ниже рассмотрена виброакустическая модель трубопровода, учитывающая это взаимодействие.

3.1.2 Виброакустическая модель трубопровода

Трубопроводы ЛА и двигателей, а также промышленного гидрооборудования подвержены действию переменных сил. Из всего многообразия этих сил наиболее существенны кинематические воздействия, связанные с вибрациями корпусов и пульсациями протекающей внутри рабочей среды /82, 83/, которые в значительной мере определяют уровень динамических нагрузок в трубопроводах и генерируемый ими шум.

В некоторых работах /18, 136/ решались задачи динамической устойчивости трубопровода и свободные колебания трубопровода рассматривались в линейной постановке.

Рассмотрим прямолинейный участок трубопровода на податливых опорах с линейными упругими характеристиками (рис.3.1), внутри которого со скоростью v протекает жидкость под давлением p, а C_1, C_2, C_3 -соответственно угловая, поперечная и продольная жесткости опор.

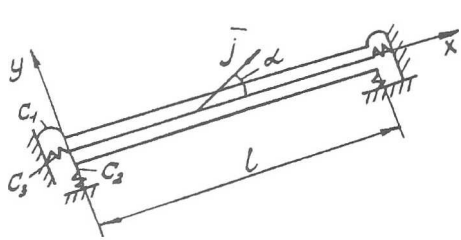


Рис.3.1. Расчетная схема трубопровода.

В известных работах, рассматривающих влияние пульсаций давления на вибрации трубопровода /18, 82, 83/, принимались следующие допущения:

1) изменением скорости и плотности жидкости можно пренебречь;

2) закон изменения давления в жидкости известен, и поперечные колебания трубки не вызывают никаких дополнительных волновых явлений, трением в жидкости можно пренебречь;

3) известны демпфирующие свойства опор и материала трубопровода, трением трубы о воздух можно пренебречь.

Рассмотрим случай, когда предположение 1 не выполняется. С учетом растягивающих цепных усилий и движущейся под давлением жидкости поперечные колебания трубопровода описываются уравнением/83/:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_1 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + a_2 \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + a_3 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_4 \frac{\partial y}{\partial x} + \\ + a_5 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \int_0^l (\partial y / \partial x)^2 dx = 0,$$

$$a_1 = \frac{p f_0 + m_0 v^2}{EI}, \quad a_2 = \frac{2 m_0 v}{EI}, \quad a_3 = \frac{m_0 + m}{EI},$$

$$a_4 = \frac{f_0 \frac{\partial p}{\partial x} + m_0 (v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t})}{EI}, \quad a_5 = -\frac{C_1 F}{2I(EF + C_3 l)}.$$

(3.10)

f_0 - площадь проходного сечения; $EI=G$ - жесткость сечения на изгиб, EF - жесткость сечения на растяжение; m, m_0 - погонные массы пустого трубопровода и жидкости; l - длина трубопровода. Уравнение (3.10) является наиболее общим, и другие уравнения, описывающие поперечные колебания трубопровода с учетом протекающей внутри рабочей среды, являются его частными случаями .

В работе /83/ решена задача определения амплитуды параметрических колебаний трубопровода внутри первой области неустойчивости и вынужденных колебаний для случая моногармонических пульсаций давления жидкости при допущениях 1-3. Однако, такой подход справедлив при длине продольной волны в жидкости значительно больше длины трубопровода $\lambda >> l$. Если λ соизмерима с l, то при заданной амплитуде колебаний давления это приводит к завышению амплитуды колебаний трубопровода и расширению областей неустойчивости /83/.

Решения уравнения (3.10), как правило, находятся приближенными методами (например в работе /83/, методом Бубнова - Галеркина и позволяют определить максимальную амплитуду колебаний трубопровода для первой зоны неустойчивости, но не указывают местоположение сечения колеблющегося с такой амплитудой) и не дают полной информации о колебаниях трубопровода. На практике случаи параметрического возбуждения встречаются не часто, а колебания трубопровода при силовом возбуждении пульсациями рабочей среды реализуются практически всегда. Поэтому, поставим задачу о нахождении аналитического решения уравнения (3.10), описывающего колебания трубопровода с пульсирующей рабочей средой.

Здесь не рассматриваются случаи резонансного возбуждения трубопроводов, полагая, что этот вопрос разрешен при проектировании гидросистемы.

В общем случае на отрезке трубопровода могут существовать разные формы колебаний: продольные, поперечные, изгибные. Пульсации давления рабочей жидкости в трубопроводе вызывают бегущую изгибную волну /67/, кроме того, именно изгибные волны наиболее важны в технической акустике и в наибольшей степени определяют дополнительные изгибные напряжения в трубопроводе и его звукоизлучение /130/.

В общем случае распространение волн изгиба описывается дифференциальным уравнением четвертого порядка. Точное его решение показывает, что кроме изгибных волн распространяющихся, в положительном и отрицательном направлениях, на стержне возникают волны с экспоненциально возрастающей и убывающей по длине стержня амплитудой. Однако, для малых амплитуд отклонений стержня от прямой по сравнению с длиной изгибной волны возможно представление волнового процесса в следующем виде /67/:

$$y = A\cos(kx - \omega t + \varphi) + B\cos(kx + \omega t + \varphi), \qquad (3.11)$$

где A, B - амплитуды изгибных волн, бегущих в положительном и отрицательном направлениях соответственно, k - волновое число, ω, φ - круговая частота и фаза изгибной волны.

Будем искать решение уравнения (3.10) в виде (3.11). Если отказаться от допущений 1 и 2, то коэффициенты в уравнении (3.10) a_1-a_4 не являются постоянными. Воспользуемся уравнением движения нестационарного течения жидкости в распреде-

ленных элементах гидросистем для одномерного течения жидкости в цилиндрических трубах

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v\frac{\partial v}{\partial x} + \xi(v) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} - j\cos\alpha\,, \tag{3.12}$$

где $\xi(v)$- функция, характеризующая потери на трение (обычно при расчетах принимается квадратичная зависимость), α - угол между направлениями движения жидкости и ускорением (рис.3.1). В уравнении (3.12) кроме сил давления и трения учитывается действие внешних сил (сила тяжести; сила, связанная с ускорением, если труба находится на движущемся объекте; дополнительная сила действующая на жидкость, связанная с колебаниями трубы) с помощью суммарного ускорения j. Для одномерной модели течения представляет интерес только проекция суммарного ускорения на ось X, поэтому при изгибных колебаниях трубопровода, дополнительные силы, возникающие при этом, учитываться не будут, так как обусловленная ими составляющая ускорения направлена перпендикулярно к вектору скорости течения жидкости и никакой работы при движении жидкости не совершает.

Раскрывая уравнение (3.10) с учетом (3.12), получим

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a_1\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + a_2\frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + a_3\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a_{41}\frac{\partial y}{\partial x} + \\ + a_5\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\int_0^l (\partial y / \partial x)^2\, dx = 0,$$

$$a_1 = \frac{pf_0 + m_0 v^2}{EI},\ a_2 = \frac{2m_0 v}{EI},\ a_3 = \frac{m_0 + m}{EI},$$

$$a_{41} = -\frac{m_0}{EI}(\xi(v) + j\cos\alpha),\ a_5 = -\frac{C_1 F}{2I(EF + C_3 l)}. \tag{3.13}$$

Для нахождения интеграла:

$$\int_0^l \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2 dx =$$

$$= \int_0^l k^2 (A\sin(kx - \omega t + \varphi) + B\sin(kx + \omega t + \varphi))^2 dx = I(t),$$

воспользуемся формулой Лейбница для интегралов, зависящих от параметра (в данном случае от времени t), откуда определим:

$$I(t) = \frac{k}{4}[A^2(2kl - \sin 2(kl - \omega t + \varphi) + \sin 2(\varphi - \omega t)) -$$

$$- 2AB(\sin 2(kl + \varphi) - \sin 2\varphi - 2kl\cos 2\omega t) + \quad ,(3.14)$$

$$+ B^2(2kl - \sin 2(kl + \omega t + \varphi) + \sin 2(\varphi + \omega t))].$$

Найдя из (3.11) все необходимые производные, а также учитывая, что круговая частота изгибных колебаний и волновое число k в стержне связаны соотношением

$$\omega = k^2\sqrt{G/(\rho_м F)}, \qquad (3.15)$$

где $\rho_м$ - плотность материала трубы, преобразуем уравнение (3.13) к виду:

$$\begin{aligned}
&b_1(A\cos(kx - \omega t + \varphi) + B\cos(kx + \omega t + \varphi)) + \\
&b_2(A\cos(kx - \omega t + \varphi) - B\cos(kx + \omega t + \varphi)) + \\
&b_3(A\sin(kx - \omega t + \varphi) + B\sin(kx + \omega t + \varphi)) = 0, \\
&b_1 = -k[k^2 m_0 / m + (pf_0 + m_0 v^2)/G + a_5 I(t)], \\
&b_2 = 2m_0 v\omega / G, \\
&b_3 = m_0(\xi(v) + j\cos\alpha)/G.
\end{aligned} \qquad (3.16)$$

Волновые процессы в жидкости носят, как правило, периодический характер (рис. 3.2), так что для любого сечения трубопровода можно записать:

$$\begin{aligned}
p(t) &= p(t + T) \\
v(t) &= v(t + T),
\end{aligned} \qquad (3.17)$$

где T - период колебаний давления (скорости) жидкости.

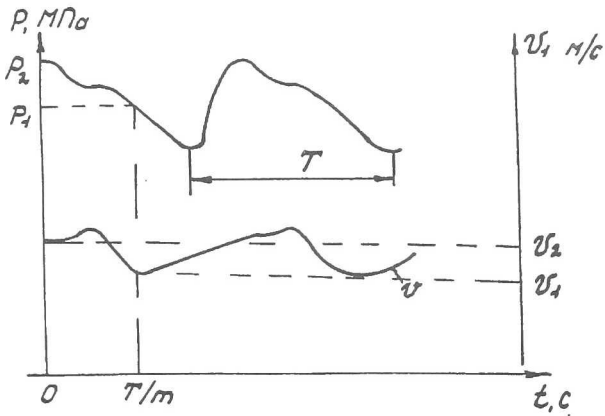


Рис.3.2 Изменение параметров рабочей среды в сечении трубопровода.

Решая совместно уравнения (3.16) и (3.17), получим условие равенства нулю уравнения (3.16) в виде:

$$sin(\omega T / 2) = 0$$

или

$$\omega = 2\pi n / T, \qquad (3.18)$$

где $n \in [1,2,3...]$. То есть, пульсации рабочей среды вызывают изгибные колебания трубопровода, спектр которых зависит только от периода колебаний давления (расхода) жидкости; при моногармонических колебаниях рабочей среды, как следует из (3.18), частоты спектра кратны частоте колебаний рабочей среды $f_{ж}$:

$$f = nf_{ж}. \qquad (3.19)$$

Безусловно, не все частоты спектра реализуются: ограничением по нижней частоте может служить условие существования изгибной волны на отрезке трубопровода

$$f \geq f_c, \qquad (3.20)$$

где f_c -частота первой формы собственных колебаний трубопровода. Учитывая, что скорость изгибной волны в металлах не превышает определенного значения (для металлов не более 1500 м/с)/130/, получим условие ограничения верхнего предела рассматриваемых частот изгибных колебаний трубопровода:

$$\omega_n \leq c_m^2 \sqrt{\rho_м F / G}, \qquad (3.21)$$

где c_m - максимальная скорость изгибной волны для данного материала.

Диапазон исследуемых частот может быть весьма широким, что вызывает затруднения при расчетах, поэтому следующая

задача определить амплитуды соответствующих гармоник, выявить, какие гармоники спектра наименее существенны.

Рассмотрим выражение (3.16) для условий $t=\pi/2\omega$, $kx+\varphi=2\pi i$, *где* $i=[0,1,2..)$, получим, что $A=B$, то есть пульсации рабочей среды вызывают волновые эффекты в трубопроводе в виде бегущих в положительном и отрицательном направлениях изгибных волн, интерференционная картина которых представляет стоячую волну по каждой из исследуемых частот:

$$y = D\cos(kx + \varphi)\cos\omega t, \qquad (3.22)$$

где $D=2A$ - амплитуда стоячей изгибной волны.

Введем безразмерную функцию гидравлических потерь $\zeta(v)=\xi(v)/j$ и характерные масштабы для физических величин:

$$x = l\bar{x},\ y = l\bar{y},\ A = l\bar{A},\ D = l\bar{D},\ k = l^{-1}\bar{k},\ p = p_0\bar{p},\ v = v_0\bar{v},$$

$$\omega = T^{-1}\bar{\omega},\quad t = T\tau,$$

где p_0 - величина среднего давления, v_0 - величина средней скорости рабочей среды, и, тогда уравнение связи параметров изгибных колебаний трубопровода и характеристик течения рабочей среды (3.16) в безразмерной форме примет вид:

$$b_1\cos(\bar{k}\bar{x} + \varphi)\cos(\bar{\omega}\tau) + b_2\sin(\bar{k}\bar{x} + \varphi)\sin(\bar{\omega}\tau) +$$

$$+ b_3\sin(\bar{k}\bar{x} + \varphi)\cos(\bar{\omega}\tau) = 0,$$

$$b_1 = -\bar{k}[\bar{k}^2 m_0 / m + l^2 m_0 v_0^2 (Eu\bar{p} + \bar{v}^2) / G + a_5 l^3 I(\tau)], \qquad (3.23)$$

$$b_2 = 2m_0 v\omega l^3 / G,$$

$$b_3 = m_0 j(\zeta(\bar{v}) + \cos\alpha) l^3 / G,$$

где $Eu=p_0/v_0^2\rho$ - число Эйлера, и величина

$$I(\tau) = \frac{\bar{k}}{8}\bar{D}^2(2\bar{k} - \sin 2(\bar{k} + \varphi) + \sin 2\varphi)(1 + \cos 2\bar{\omega}\tau), \qquad (3.24)$$

Пусть в момент времени $t=0$ давление жидкости в сечении с координатой $\bar{x}$, где $\bar{k}_n\bar{x} + \varphi_n \neq n\pi/2$ ($\bar{k}_n$ - волновое число для n-ой гармоники рассматриваемого спектра частот), равно максимальному значению p_2, а в момент времени $t=T/r$, где $r > 0$ (рис.3.2), давление равно среднему значению p_0, при этом значения скорости рабочей среды соответственно v_2 и v_1. То-

гда, записав для этих условий уравнение (3.23), получим систему уравнений с двумя неизвестными, откуда и определим их:

$$\overline{D}_n = d_0[d_1 + d_2(\overline{p}^2 + \cos 2\pi n / r) + d_3(\overline{v}_2^2 + \overline{v}_1^2 \cos 2\pi n / r) -$$

$$- d_4\overline{v}_1 - d_5(\zeta(\overline{v}_2) + \zeta(\overline{v}_1)\cos 2\pi n / r + \cos\alpha(1 + \cos 2\pi n / r))]^{1/2} \quad (3.25)$$

где

$$d_0 = 2 / [-a_5\overline{k}_n^2 l^3(2\overline{k}_n - \sin 2(\overline{k}_n + \varphi_n) + \sin 2\varphi_n) \cdot$$

$$\cdot(\cos^3(2\pi n / r) + 1)]^{1/2},$$

$$d_1 = \overline{k}_2^3 m_o(1 + \cos 2\pi n / r) / m,$$

$$d_2 = f_0 p_0 l^2 \overline{k}_n / G,$$

$$d_3 = m_0 v_0 l^2 \overline{k}_n / G,$$

$$d_4 = 2m_0 v_0 \overline{\omega}_n l^3 tg(\overline{k}_n x + \varphi_n) / TG,$$

$$d_5 = m_0 l^3 jtg(\overline{k}_n x + \varphi_n) / G.$$

Для случая $\cos 2\pi n/r = -1$, можно воспользоваться выражением:

$$\overline{D}_n = d_0'[d_1' + d_2(\overline{p}_2 + 1) + d_3(\overline{v}_2^2 + \overline{v}_1^2) -$$

$$- d_5(\zeta(\overline{v}_2) + \zeta(\overline{v}_1) + 2\cos\alpha)]^{1/2} \quad (3.26)$$

где

$$d_0' = [2 / -a_5\overline{k}_n^2 l^3(2\overline{k}_n - \sin 2(\overline{k}_n + \varphi_n) + \sin 2\varphi_n)]^{1/2},$$

$$d_1' = 2\overline{k}_2^3 m_o / m.$$

$$\varphi_n = arctg[(d_{11}(\cos(2\pi n / r) - \cos^3 2\pi n / r) +$$

$$+ d_2(\cos(2\pi n / r) - p_n \cos^3(2\pi n / r)) +$$

$$+ d_3 \frac{(v_1 \cos(2\pi n / r) - v_2 \cos^3(2\pi n / r))}{(d_4' v_1 + d_5'(\zeta(v_1)\cos(2\pi n / r)} -$$

$$- \zeta(v_2)\cos^3(2\pi n / r) + \cos\alpha(\cos(2\pi n / r) -$$

$$- \cos^3(2\pi n / r))] - \overline{k}_n x,$$

$$d_{11} = m_0 \bar{k}_n^3 / m,$$

$$d_4' = 2m_0 \bar{\omega}_n v_0 l^3 / TG,$$

$$d_5' = m_0 l^3 j / G. \qquad (3.27)$$

Из анализа выражения (3.25) можно сделать вывод, что амплитуда стоячей изгибной волны зависит от:

- волнового числа k_n, причем можно определить, какие гармоники будут наиболее существенны, найдя максимум функции $D(k_n)$;

- средних и максимальных значений давлений и соответствующих им значений скоростей потока (расхода), а следовательно гидравлической нагрузки, так как для любого сечения можно записать

$$p/v=Z,$$

где Z входной импеданс нагрузки для рассматриваемого сечения трубопровода;

-формы изменения давления (моногармонические, полигармонические волновые процессы в жидкости);

-конструктивных характеристик трубопровода и креплений;

-характеристик рабочей жидкости, гидравлического трения;

-воздействия внешних массовых сил.

Итак, показано, что волновой процесс в трубопроводе при его силовом возбуждении пульсациями рабочей среды представляется в общем случае интерференционной картиной спектра стоячих изгибных волн, частоты которого зависят только от периодичности волновых процессов в жидкости. От конструктивных параметров, характеристик материала трубопровода, рабочей жидкости зависят значения амплитуд спектра. Из формулы (3.27) также видно, что возможно возбуждение изгибных колебаний трубопровода и при безрасходном режиме ($v=0$, например, при заглушенной магистрали), если имеются колебания давления в трубопроводе.

Полное виброперемещение сечения трубопровода можно определить по следующему выражению:

$$\bar{y} = \sum_{n=1}^{i} \bar{D}_n \cos(\bar{k}_n \bar{x} + \varphi_n) \cos(\bar{\omega}_n \tau), \qquad (3.28)$$

где D_n - амплитуда n-ой гармоники спектра, учитываемой для данного волнового процесса. Соответственно виброскорости и виброускорения определяются как

$$\bar{v} = -\sum_{n=1}^{i} \bar{D}_n \bar{\omega}_n \cos(\bar{k}_n \bar{x} + \varphi_n) \sin(\bar{\omega}_n \tau), \qquad (3.29)$$

$$\bar{a} = -\sum_{n=1}^{i} \bar{D}_n \bar{\omega}_n^2 \cos(\bar{k}_n \bar{x} + \varphi_n) \cos(\bar{\omega}_n \tau). \qquad (3.30)$$

Таким образом, с помощью выражений (3.28-3.30) можно получить полную информацию о распределении вибропараметров по длине трубопровода .

Для нахождения экстремумов вибропараметров решаются численными методами уравнения

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial f(\bar{x},\tau)}{\partial \bar{x}} &= 0 \\ \frac{\partial f(\bar{x},\tau)}{\partial \tau} &= 0 \end{aligned}\right\}, \qquad (3.31)$$

где $f(x)$ - интересующая функция, определяемая по выражениям (3.28-3.30), либо, в простейших случаях, уравнения (3.31) решаются аналитически.

Если спектр изгибных волн имеет ярко выраженный максимум в районе какой-либо частоты, так что остальными составляющими спектра можно пренебречь, то интерференционная картина существенно упрощается и задача сводится к нахождению узлов и пучностей стоячей изгибной волны. Безусловно, что и задачу по снижению интенсивности вибраций в трубопроводах в таком случае решать значительно легче.

После получения полной информации об интересующем вибропараметре с помощью приведенной модели можно проанализировать эффективность применения тех или иных методов коррекции динамических характеристик трубопроводных систем.

Вследствие использования одномерной модели течения жидкости дополнительные эффекты , связанные с действием вибрации на течение рабочей среды не учитываются. Действие вибрации на течение жидкости в трубопроводе проявляется вследствие изменения профиля скоростей в сечении трубы /94, 95/. Однако переход к двумерной модели течения значительно усложняет задачу, а полученная динамическая модель доста-

точно проста для инженерных расчетов и позволяет анализировать влияние различных мероприятий на виброакустическую активность трубопровода. Поэтому ограничимся определением условий применения разработанной модели.

Наблюдается хорошая сходимость результатов расчета и эксперимента на безрасходных и малорасходных режимах (***Re<314***), а также в высокорасходных магистралях (***Re>630***), так как с увеличением числа Рейнольдса влияние вибраций на распределение скоростей жидкости по сечению трубопровода ослабевает, что показано в результате экспериментальных исследований в работах /94, 95/. То есть, за критерий применимости модели можно принять такую характеристику течения рабочей среды как число Рейнольдса, которое должно удовлетворять следующему условию /94/:

$$Re \notin (314, 630). \qquad (3.32)$$

3.2. ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЕМКОСТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПГС

В пневмогидросистемах ДЛА и промышленного оборудования часто применяются емкости, выполняющие роль фильтров, гидропневмоаккумуляторов и так далее. При моделировании динамических процессов в гидравлических и пневматических емкостях учитывается изменение потенциальной энергии рабочей среды. Емкостные элементы в пневмогидравлических цепях описываются их реактивным сопротивлением

$$Z_c = j\frac{\rho c^2}{\omega V_{np}} \ .$$

Под приведенным объемом V_{np} понимается внутренний объем условной емкости с абсолютно жесткими стенками, сжимаемость среды в которой равна податливости реальной конструкции, обусловленной сжимаемостью жидкости и увеличением объема полости за счет деформации стенок.

Динамическое уравнение связи между параметрами на входе и выходе полости, представленное в матричной форме, имеет вид:

$$\begin{bmatrix} p_1^{(r)} \\ q_1^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \dfrac{1}{Z_n} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2^{(r)} \\ q_2^{(r)} \end{bmatrix} .$$

где $p_1^{(r)}, p_2^{(r)}$ - комплексные амплитуды колебаний давления на входе и выходе емкости; $q_1^{(r)}, q_2^{(r)}$ - комплексные амплитуды колебаний объемного расхода на входе и выходе емкости; $r=1, \ldots, n$ - номер гармоники в рассматриваемом полигармоническом процессе (n - число учитываемых гармоник).

Влияние жидкости, частично или полностью заполняющей полости корпусов агрегатов ПГС, на устойчивость и колебания системы необходимо учитывать, когда масса жидкости составляет значительную часть массы всей гидромеханической системы.

Теория устойчивости и колебаний емкостей с жидкостью, имеющей свободную поверхность, весьма сложна и в ней имеется ряд неразрешенных вопросов /27, 28/. Однако, для систем с жидкостью, не имеющей свободной поверхности, можно решать задачи колебаний тел с жидкостью в изложенном ниже порядке.

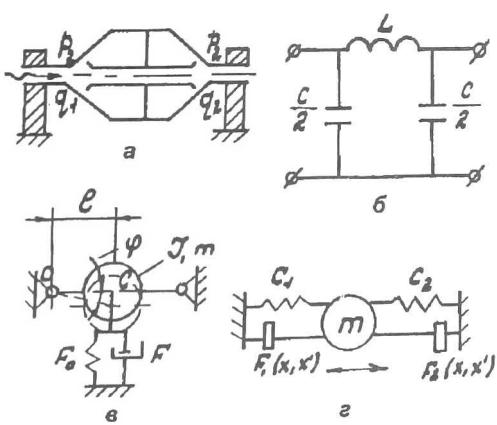


Рис.3.3 Конструктивная схема емкости (а), ее электродинамический аналог (б), физические модели для расчета вынужденных продольных колебаний (в) и параметрических колебаний емкости (г).

Задача исследования колебаний разбивается на две части. Первая, гидродинамическая часть задачи , сводится к решению некоторых стандартных краевых задач, зависящих от формы полости и не зависящих от движения механического тела, и , затем, к вычислению коэффициентов, характеризующих влияние жидкости на движение конструкции. Вторая часть задачи сводится к

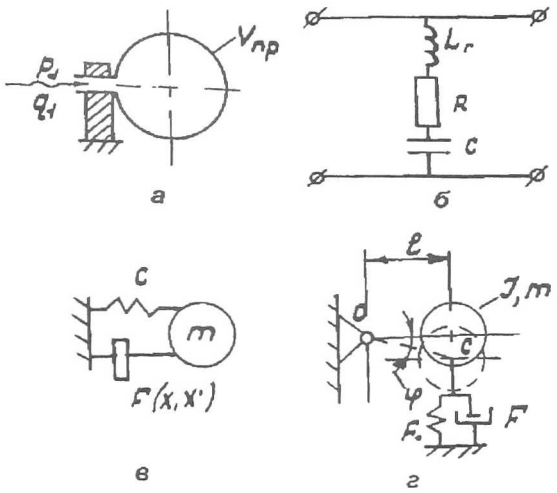


Рис. 3.4. Конструктивная схема емкости типа "ответвленный резонатор" (а), ее электродинамический аналог (б), физические модели для расчета вынужденных продольных колебаний (в) и параметрических колебаний емкости (г).

решению уравнений движения механического тела.

Рассмотрим задачу возбуждения колебаний емкостей (рис. 3.3а, 3.4а) под действием пульсирующего потока рабочей среды. Решая первую (гидродинамическую часть) задачи для емкости рис. 3.3а, можно воспользоваться разработанными и имеющими хорошее экспериментальное подтверждение методиками расчета гасителей колебаний давления емкостного типа /151/, которым соответствует электродинамический аналог (рис. 3.3б). С точки зрения акустики, емкость, изображенная на рис. 3.4а , представляет собой ответвленный резонатор (рис. 3.4б - соответствующая электрическая схема), гидравлический расчет которого также не представляет трудности и тщательно изучен /151/.

Конечно, в ПГС встречаются более сложные конструкции емкостей, содержащие в своей структуре дросселирующие элементы, участки трубопроводов и так далее, гидродинамические характеристики которых под воздействием вибраций могут изменяться. Однако, практически для всех условий функционирования реальных гидромеханических систем такое влияние не существенно, и гидравлический расчет емкостей можно осуществлять по стандартным методикам /151/.

При взаимодействии пульсирующей рабочей среды с корпусом емкости и отсутствии кинематического возбуждения возможны:

-колебания корпуса емкости в направлении оси X под действием динамического перепада давления для емкости рис. 3.3а и переменного давления в полости для емкости рис. 3.4а ;

-деформационные перемещения стенок корпуса под действием переменного давления;

-параметрические колебания емкости, из-за наличия параметрической составляющей восстанавливающей силы вследствие изменения массы жидкости в полости емкости.

В общем случае законы изменения перепада давления для емкости рис. 3.3а и давления в полости емкости рис.3.4а полигармонические. Для того, чтобы найти вынужденные колебания емкости при полигармонической вынуждающей силе

$$F_в = f\sum_{i=1}^{n} A_{pi}\cos(\omega_i t + \varphi_i), \qquad (3.33)$$

где A_i, ω_i, φ_i - соответственно амплитуда, круговая частота и фаза i-ой гармоники спектра перепада давления для рис. 3.3а или давления в полости емкости рис. 3.4а, f - площадь действия давления (для рис. 3.3а равна площади перегородок, для рис. 3.4а эта площадь равна площади горла резонатора), необходимо решить уравнение, описывающее движение системы с одной степенью свободы при вынужденных колебаниях /27/ (соответствующие физические модели приведены на рис. 3.3в, 3.4в)

$$mx'' + F(x,x') + F_0(x) = Fв, \qquad (3.34)$$

где m - приведенная масса системы, x', x'' - первая и вторая производная от координаты по времени, $F_0(x)=cx$ - восстанавливающая сила, c - жесткость опоры (суммарная жесткость опор) в направлении оси X, $F(x,x')$ - диссипативная сила, характеризующая нелинейные эффекты в креплении (креплениях), и зависящая от силовой характеристики опоры (опор).

Решение (3.34) ищется известными методами в виде:

$$x = x_0 + \sum_{i=1}^{n} a_i \cos(\omega_i t + \varphi_i + \theta_i),$$

где a_i -амплитуды n-ой гармоники виброперемещения, θ_i - фазовый сдвиг относительно вынуждающей силы.

Далее рассматриваются вопросы об устойчивости колебаний, а также возможности возникновения в системе суб- и супергармонических колебаний.

Если характер изменения давления в полости емкости близок к моногармоническому, то решение уравнения (3.34) находится более простыми методами /27/.

Даже, если в системе не возбуждаются вынужденные колебания, то поверхность емкости все равно будет вибрировать вследствие изменения давления в полости. Вопросы колебания оболочек под действием переменного давления весьма сложны . Виброперемещения точек поверхности емкостей зависят от материала, формы емкости, наличия ребер жесткости и так далее. На практике, во многих случаях колебания стенок емкости, вызванные их деформацией, пренебрежимо малы по сравнению с колебаниями конструкции как твердого тела /27, 28/, поэтому далее рассматривать их не будем.

Так как колебания рабочей жидкости в емкости вследствие податливости самой емкости и жидкости приводят к изменению массы системы, то в данном случае могут возникать параметрические колебания. Будем предполагать что параметрическое возбуждение реализуется вследствие изменения массы объекта, изменением момента инерции емкости вследствие ее деформации под действием меняющегося давления и возникающим в результате данного эффекта изменением расстояния между центром вращения О и центром масс системы С пренебрежем. Полагаем также, что центр тяжести и центр инерции системы совпадают. Соответствующие физические модели приведены на рис. 3.3г и 3.4г.

Уравнения движения при параметрических колебаниях такой системы имеют вид / 27/:

$$\varphi'' + \frac{l}{I}F(\varphi,\varphi') + \frac{l}{I}F_0(\varphi)[1+G(t)] = 0, \qquad (3.35)$$

где φ - обобщенная координата (угол поворота); $F_0=c\varphi$ - восстанавливающая сила; с - угловая жесткость опоры (опор); $F(\varphi, \varphi')$ - диссипативная сила, возникающая в креплении (креплениях); I - момент инерции тела; l - расстояние между центром инерции и центром вращения; $G(t)$ - параметрическое возбуждение, которое полагается слабым $G(t)<<1$ и определяется следующим образом:

$$G(t) = \frac{V_{np}}{a^2 m} \sum_{i=1}^{n} A_{pi} \cos(\omega_i t + \varphi_i), \qquad (3.36)$$

где V_{np} - приведенный объем емкости, a - скорость звука в жидкости.

Решение уравнения (3.35) находится путем исследования линеаризованного уравнения движения известными методами /27/ для l-й зоны неустойчивости в виде:

$$\varphi = A_\varphi \cos \frac{l\omega t}{2},$$

где A_φ - амплитуда параметрических колебаний.

Из анализа выражения (3.36) можно сделать вывод, что уровень параметрического возбуждения в значительной мере определяется соотношением переменной составляющей массового расхода жидкости в полости емкости к приведенной массе емкости, заполненной жидкостью. Чем больше данное соотношение, тем выше вероятность возникновения параметрических колебаний.

Следует отметить еще одну деталь, характерную для решения задач определения установившихся вынужденных и параметрических колебаний в нелинейной постановке: само существование таких колебаний и их амплитуды в значительной степени зависят от диссипативных сил, возникающих в креплениях. Чем силы интенсивней, тем меньше вероятность возникновения колебаний в системе, даже при наличии интенсивного возбуждения.

Таким образом, используя разработанную методику, можно оценить возможность возникновения вынужденных и параметрических колебаний емкостей с пульсирующей рабочей средой, оценить интенсивность таких колебаний и виброакустическую активность систем, содержащих емкостные элементы.

3.3 ЛИНЕАРИЗОВАННЫЕ МОДЕЛИ ЭЛЕМЕТОВ ПГС

В первой главе было показано, что для повышения надежности гидромеханических систем необходима подробная информация о динамических процессах в системах. Для решения этого вопроса на стадиях проектирования и доводки гидромеханических систем большое место отводится вычислительному экс-

перименту. Суть вычислительного эксперимента наиболее полно отражается в триаде "модель- алгоритм -программа". Если создание алгоритмов зависит в наибольшей степени от уровня развития прикладной математики в области численного моделирования, а создание программ расчета - от имеющихся средств программирования, то этап разработки математических моделей является ключевым.

В связи с недостаточной изученностью и сложностью процессов виброакустического взаимодействия в гидромеханических системах необходима разработка математических моделей гидромеханических элементов, учитывающих особенности динамики систем и удобных для анализа.

Обобщенная методика расчета гидромеханических систем с учетом взаимодействия механических элементов и процессов в рабочих средах была предложена в работе /145/, где для описания сложных гидромеханических систем, состоящих из элементов с распределенными параметрами, предлагается рассматривать систему начально-краевых задач эволюционного типа на множестве замкнутых отрезков и точек, представляющих граф системы. Там же отмечается, что во многих конкретных случаях, когда, например, не требуется учет распределенности параметров, возможно значительное упрощение задачи.

Предварительный анализ взаимодействия элементов гидромеханических систем можно проводить с использованием более простых линеаризованных математических моделей и методов теории автоматического управления.

3.3.1 Линеаризованные модели типовых элементов гидромеханических систем

В работе /89/ показано, что линеаризованные математические модели гидромеханических элементов можно представить в матричной форме, причем наиболее сложными в структуре систем являются элементы - восьмиполюсники, которые описываются следующим матричным уравнением:

$$\begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & Y_{13} & Y_{14} \\ Y_{21} & Y_{22} & Y_{23} & Y_{24} \\ Y_{31} & Y_{32} & Y_{33} & Y_{34} \\ Y_{41} & Y_{42} & Y_{43} & Y_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \\ M_4 \end{bmatrix}. \qquad (3.37)$$

где X_i, M_i -изображения по Лапласу относительных отклонений параметров в характерной i-ой гидравлической или механической цепи (например давления, расхода, крутящего момента, частоты вращения), а элементы матрицы Y_{in} определяются, исходя из конкретных схем гидромеханических агрегатов и систем.

Для исследования устойчивости систем и определения их динамических (частотных) характеристик, предполагая, что присоединенные к элементу характерные гидромеханические цепи вне агрегата динамически друг с другом не связаны, можно записать в общем случае следующие граничные условия (см. рис. 3.5):

$$X_i = Z_i(s)\, M_i + X_{i\text{воз}},$$

где $X_{i\text{воз}}$ - изображение по Лапласу возмущающего воздействия, передаваемого по i-ой характерной присоединенной цепи, Z_i - относительный входной импеданс присоединенной цепи в изображениях по Лапласу, s -оператор Лапласа.

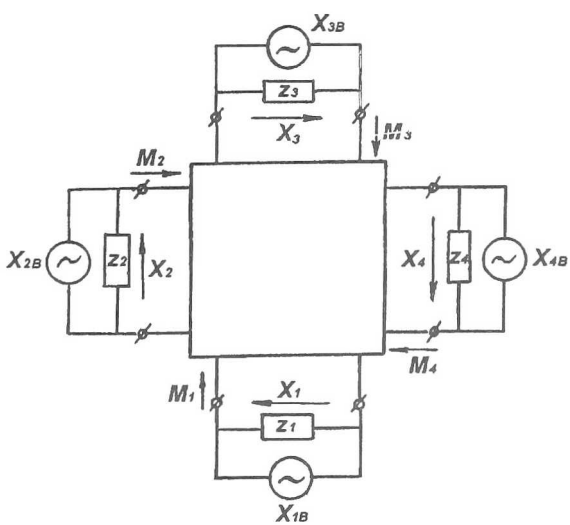


Рис. 3.5. Схема агрегата, представленного в виде восьмиполюсника.

Для исследования устойчивости систе-

мы, полагая равными нулю возмущающие воздействия, составляют характеристический определитель

$$\Delta = \begin{vmatrix} Y_{11}+1/Z_1 & Y_{12} & Y_{13} & Y_{14} \\ Y_{21} & Y_{22}+1/Z_2 & Y_{23} & Y_{24} \\ Y_{31} & Y_{32} & Y_{33}+1/Z_3 & Y_{34} \\ Y_{41} & Y_{42} & Y_{43} & Y_{44}+1/Z_4 \end{vmatrix} = 0 \qquad (3.38)$$

Раскрывая определитель (3.38) с подстановкой $s=j\omega$,где j - мнимая единица, ω - круговая частота колебаний, находят выражения для входных импедансов присоединенных цепей, соответствующих границе устойчивости системы (когда входные импедансы по трем другим цепям заданы). Полученные выражения позволяют анализировать влияние характеристик присоединенных цепей на устойчивость рассматриваемой системы и определять мероприятия по повышению запасов устойчивости, в том числе и за счет коррекции характеристик присоединенных цепей.

При исследовании динамических характеристик, полагая не равным нулю какое-либо возмущающее воздействие (в данном примере $X_{1воз}$), в соответствии с правилом Крамера составляют характеристические определители Δ_1, Δ_2, Δ_3, Δ_4 , и находят интересующий параметр:

$$X_1 = \Delta_1/\Delta;\ X_2 = \Delta_2/\Delta;\ X_3 = \Delta_3/\Delta;\ X_4 = \Delta_4/\Delta, \qquad (3.39)$$

где

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} X_{1воз}/Z_1 & Y_{12} & Y_{13} & Y_{14} \\ 0 & Y_{22}+1/Z_2 & Y_{23} & Y_{24} \\ 0 & Y_{32} & Y_{33}+1/Z_3 & Y_{34} \\ 0 & Y_{42} & Y_{43} & Y_{44}+1/Z_4 \end{vmatrix};$$

$$\Delta_2=\begin{vmatrix} Y_{11}+1/Z_1 & X_{1воз}/Z_1 & Y_{13} & Y_{14} \\ Y_{21} & 0 & Y_{23} & Y_{24} \\ Y_{31} & 0 & Y_{33}+1/Z_3 & Y_{34} \\ Y_{41} & 0 & Y_{43} & Y_{44}+1/Z_4 \end{vmatrix};$$

$$\Delta_3=\begin{vmatrix} Y_{11}+1/Z_1 & Y_{12} & X_{1воз}/Z_1 & Y_{14} \\ Y_{21} & Y_{22}+1/Z_2 & 0 & Y_{24} \\ Y_{31} & Y_{32} & 0 & Y_{34} \\ Y_{41} & Y_{42} & 0 & Y_{44}+1/Z_4 \end{vmatrix};$$

$$\Delta_4=\begin{vmatrix} Y_{11}+1/Z_1 & Y_{12} & Y_{13} & X_{1воз}/Z_1 \\ Y_{21} & Y_{22}+1/Z_2 & Y_{23} & 0 \\ Y_{31} & Y_{32} & Y_{33}+1/Z_3 & 0 \\ Y_{41} & Y_{42} & Y_{43} & 0 \end{vmatrix}.$$

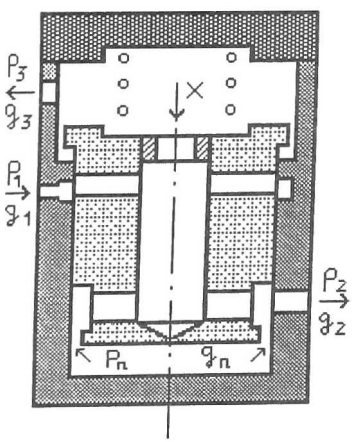


Рис. 3.6. Расчетная схема клапана постоянного давления.

В качестве примера рассмотрим линеаризованную модель клапана постоянного давления (КПД), расчетная схема которого приведена на рис. 3.6. Клапан предназначен для поддержания постоянного значения давления P_2 в регулируемой цепи.

При составлении модели примем следующие допущения: квазистационарность гидравлических потерь в дросселирующих элементах и потерь на трение в трущихся парах, несжимаемость жидкости во внутренних полостях.

Уравнение равновесия сил, действующих на золотник КПД (без учета гидродинамической силы и силы сухого трения), име-

ет вид:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + K_{mp}\frac{dx}{dt} + C_{np}x = F_k(p_3 - p_n), \qquad (3.40)$$

где m - приведенная масса золотника и пружины; K_{mp} - коэффициент вязкого трения золотника о втулку; C_{np} жесткость пружины; F_k - площадь золотника; p_3 - давление в полости слива; p_n - давление в демпфирующей полости КПД; x перемещение золотника КПД.

Уравнение баланса расходов в КПД записывается следующим образом:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{ж} + Q_n \; ; Q_3 = Q_{ж} - Q_n \; , \qquad (3.41)$$

где Q_1 - объемный расход жидкости на входе в золотник КПД; Q_2 - объемный расход жидкости на выходе из золотника КПД; $Q_{ж}$ - объемный расход через жиклер КПД; Q_n - объемный расход из демпфирующей полости в магистраль постоянного давления; Q_3 - объемный расход жидкости из КПД в магистраль слива.

Объемный расход жидкости через дросселирующее отверстие КПД определяется зависимостью /113/

$$Q_1 = \mu_k в_к x\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} \; , \qquad (3.42)$$

где $\mu_к$ - коэффициент расхода; $в_к$ - периметр проходного сечения дросселирующего отверстия; ρ - плотность жидкости; p_1 - давление в питающей магистрали; p_2 - давление на выходе из КПД.

Из расчетной схемы КПД следует, что

$$Q_1 = \frac{1}{R_з}(p_n - p_2) \; . \qquad (3.43)$$

Гидравлическое сопротивление R_3 определяется согласно /113/ по формуле

$$R_з = \frac{12\,\mu\, l_n}{\pi\, d_з\, \Delta_n^3} \; , \qquad (3.44)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости жидкости; l_n - высота демпфирующего пояска; $d_з$ диаметр золотника; Δ_n - зазор между втулкой и демпфирующем пояском золотника.

Расход через жиклер КПД определяется из следующего выражения:

$$Q_{ж} = \mu F_{ж} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_3)}, \qquad (3.45)$$

где $F_{ж}$ - площадь проходного сечения жиклера.

Дальнейшие преобразования уравнений (3.40) - (3.45) проводятся с применением метода малых отклонений, а также с учетом преобразований Лапласа и Фурье. Представленные в безразмерных параметрах линеаризованные уравнения динамики редукционного клапана имеют вид:

$$\begin{aligned}
&(\bar{S}^2 + \tau_g \bar{S} + 1)\bar{x} = K_1 \bar{p}_3 - K_2 \bar{p}_2 ; \\
&\bar{q}_1 = K_3 \bar{q}_2 + K_4 \bar{q}_3 ; \\
&\bar{q}_3 = K_5 \bar{q}_{ж} - K_6 \bar{S}\bar{x} ; \qquad (3.46) \\
&\bar{q}_1 = \bar{x} + K_{,,} \bar{p}_1 - K_8 \bar{p}_2 ; \\
&\bar{q}_{ж} = K_9 \bar{p}_2 - K_{10} \bar{p}_3 ,
\end{aligned}$$

где $\bar{x}$ - относительное перемещение золотника; $\bar{p}_i, \bar{q}_i$ - относительные отклонения давления и объемного расхода в местах подсоединения магистралей высокого давления ($i = 1$), регулируемого давления ($i = 2$) и слива ($i = 3$); $\bar{q}_{ж}$ - относительное отклонение расхода через жиклер золотника в изображениях по Лапласу.

Коэффициенты уравнений (3.46) определяется по формулам

$$\tau_q = \frac{K_{тр} + R_3 F_k^2}{\sqrt{m C_{пр}}}; \quad K_1 = \frac{F_k P_{10}}{x_0 C_{пр}}; \quad K_2 = \frac{F_k p_{20}}{x_0 C_{пр}};$$

$$K_3 = \frac{Q_{20}}{Q_{10}}; \quad K_4 = \frac{Q_{30}}{Q_{10}}; \quad K_5 = \frac{Q_{жо}}{Q_{30}};$$

$$K_6 = \frac{F_k x_0 \sqrt{C_{пр}}}{Q_{30}\sqrt{m}}; \quad K_7 = \frac{p_{10}}{2(p_{10} - p_{20})}; \quad K_8 = \frac{p_{20}}{2(p_{10} - p_{20})};$$

$$K_9 = \frac{p_{20}}{2(p_{20} - p_{30})};\ K_{10} = \frac{p_{30}}{2(p_{20} - p_{30})};\ \bar{S} = \sqrt{\frac{m}{C_{np}}} S,$$

где S - оператор Лапласа; x_0 - величина открытия дросселирующего отверстия на установившемся режиме; p_{i0}, Q_{i0} - средние (установившиеся) значения давлений и расходов в местах присоединения магистралей высокого давления, регулируемого давления и слива.

Матричную модель КПД как шестиполюсника можно представить в следующем виде:

$$\begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & Y_{13} \\ Y_{21} & Y_{22} & Y_{23} \\ Y_{31} & Y_{32} & Y_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{p_1} \\ \overline{p_2} \\ \overline{p_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{q_1} \\ -\overline{q_2} \\ -\overline{q_3} \end{bmatrix}.$$

Коэффициенты матрицы проводимости шестиполюсника определяются следующим образом:

$$Y_{11}(\bar{s}) = k_7;\ Y_{12}(\bar{s}) = -(k_8 + k_2 / (\bar{s}^2 + \tau_\partial \bar{s} + 1);$$

$$Y_{13}(\bar{s}) = k_1 / (\bar{s}^2 + \tau_1 \bar{s} + 1);\ Y_{21}(\bar{s}) = -k_7 / k_3;$$

$$Y_{22}(\bar{s}) = \frac{1}{k_3}(k_8 + k_4 k_5 k_9 + \frac{k_2 + k_2 k_4 k_6 \bar{s}}{\bar{s}^2 + \tau_\partial \bar{s} + 1});$$

$$Y_{23}(\bar{s}) = -\frac{1}{k_3}(k_4 k_5 k_{10} + \frac{k_1 + k_1 k_4 k_6 \bar{s}}{\bar{s}^2 + \tau_\partial \bar{s} + 1});\ Y_{31}(\bar{s}) = 0;$$

$$Y_{32}(\bar{s}) = -(k_5 k_9 + \frac{k_2 k_6 \bar{s}}{\bar{s}^2 + \tau_\partial \bar{s} + 1});\ Y_{33}(\bar{s}) = k_k k_{10} + \frac{k_1 k_6 \bar{s}}{\bar{s}^2 + \tau_\partial \bar{s} + 1}.$$

Граничные условия в местах присоединения характерных цепей для соответствующего расчетной схеме шестиполюсника запишутся следующим образом:

$$\overline{p}_1 = -Z_1(s)\overline{q}_1 + \overline{p}_u, \overline{p}_2 = Z_2(s)\overline{q}_2, \overline{p}_3 = Z_3(s)\overline{q}_3,$$

где $\overline{p}_u$ - относительное отклонение давления передаваемое по цепи высокого давления.

Пользуясь описанными ранее методиками расчета, проведем расчет переходных характеристик КПД для различных значений жесткости пружины $C_{пр}$ при следующих исходных данных: $P_{10} = 80 \cdot 10^5$ Па; $d_1 = 0{,}006$ м; $V = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м^3; $l_3 = 0{,}5$ м; $m = 20 \cdot 10^{-3}$ кг; $F_k = 0.79 \cdot 10^{-4}$ м^2; $p_{20} = 20 \cdot 10^5$ Па; $Q_{20} = 1 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $Q_{жо} = 2 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $a = 1300$ м/с; $\tau_q = 1$; $l_1 = 0{,}5$ м; $d_3 = 0{,}01$ м; $V_3 = 0{,}5$ м^3; $x_0 = 0{,}47 \cdot 10^{-4}$ м; $Q_{10} = 3 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $\rho = 800$ кг/м^3 ; $p_{30} = 3 \cdot 10^5$ Па. На рис.3.7 приведены графики относительного изменения регулируемого давления, из которых видно, что изменение жесткости пружины в исследуемом диапазоне величин не оказывает существенного влияния на характер переходного процесса.

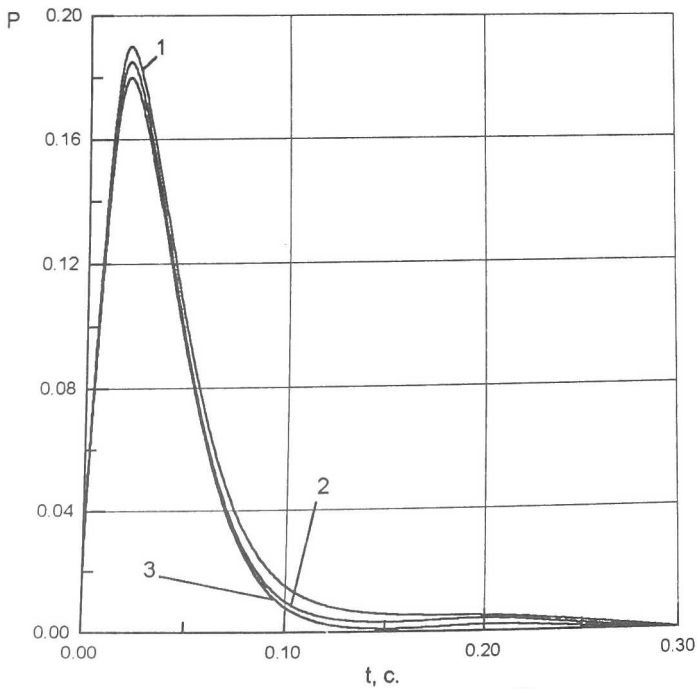


Рис. 3.7. Переходная характеристика КПД по цепи регулируемого давления при различной жесткости пружины клапана: 1 - С=20 кН/м; 2 - С=22 кН/м; 3 - С=24 кН/м;

Рассмотрим вопросы устойчивости КПД. Без присоединенных гидравлических цепей клапаны прямого действия всегда устойчивы, так как характеристическое уравнение собственно кла-

пана имеет второй порядок и положительные коэффициенты. Поэтому устойчивость системы с КПД зависит от характеристик присоединенных к клапану гидравлических цепей. Причем, наихудшие условия проявляются при наличии емкостей, которые увеличивают податливость системы с КПД и снижают ее устойчивость.

Для анализа влияния характеристик присоединенных цепей на устойчивость клапана из уравнения (3.38) выражаем искомый импеданс. При построения границы устойчивости КПД в плоскости входного импеданса одной из магистралей необходимо задаться выражениями для входных импедансов по двум другим присоединенным магистралям. Из параметров КПД наибольшее влияние на устойчивость системы оказывает коэффициент демпфирования τ_∂. Рассмотрим характеристическое уравнение, которое при $Z_1=0$ и $Z_3=0$ принимает вид

$$\left[\frac{1}{K_3}\left(K_8 + K_4K_5K_9 + \frac{K_2 + K_2K_4K_6\bar{S}}{\bar{S}^2 + \tau_\partial \bar{S} + 1}\right)\right]^{-1} + \frac{1}{C_\Gamma \bar{S}}, \qquad (3.47)$$

где $C_\Gamma = \dfrac{V P_{20}\sqrt{C_{np}}}{\rho a^2 Q_{20}\sqrt{m}}$ - безразмерный параметр, определяющий присоединенную к КПД емкость объемом V.

Из уравнения (3.47) следует

$$a_0 \bar{S}_3^3 + a_1 \bar{S}^2 + a_2 \bar{S} + a_3 = 0, \qquad (4.80)$$

где

$$a_0 = C_\Gamma; \quad a_1 = C_\Gamma \tau_\partial + (K_8 + K_4K_5K_9)/K_3;$$

$$a_2 = C_\Gamma + \left[\tau_\partial (K_8 + K_4K_5K_9) + K_2K_4K_6\right]/K_3;$$

$$a_3 = (K_2 + K_8 + K_4K_5K_9)/K_3.$$

Условие устойчивости по критерию Гурвица ($a_0 > 0$; $a_1 > 0$; $(a_1a_2 - a_0a_3) > 0$) позволяет построить границу устойчивости системы в плоскости параметров τ_∂, C_Γ (рис. 3.8). Из рис. 3.8 видно, что при $\tau_\partial > 12$ система устойчива при любом значении C_Γ. Однако сильное демпфирование (увеличение τ_∂) снижает чувствительность КПД и приводит к снижению быстродействия системы в целом. Кроме того, на практике стремятся к повышению чувст-

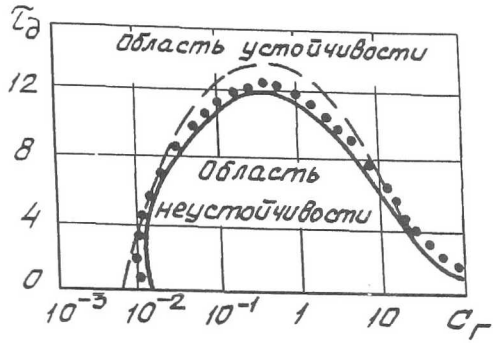


Рис. 3.8. D-разбиение системы в плоскости параметров $C_г$, $\tau_д$.

вительности КПД, т.е. уменьшают величину $\tau_д$. Наилучший случай с точки зрения быстродействия КПД реализуется при $\tau_д = 0$ и вместе с тем является наиболее неблагоприятным с точки зрения устойчивости КПД. Проанализируем при $\tau_д = 0$ влияние нескольких простых присоединенных магистралей при следующих исходных данных: $m = 20 \cdot 10^{-3}$ кг; $C_к = 20 \cdot 10^3$ Н/м; $F_k = 0{,}79 \cdot 10^{-4}$ м^2; $Y_0 = 0{,}47 \cdot 10^{-4}$ м; $Q_1 = 3 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $Q_2 = 1 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $Q_3 = 2 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $Q_ж = 2 \cdot 10^{-5}$ м^3/с; $p_1 = 80 \cdot 10^5$ Па; $p_2 = 20 \cdot 10^5$ Па; $p_3 = 2 \cdot 10^5$ Па.

Вначале рассмотрим влияние входного импеданса присоединенной магистрали высокого давления, когда входные импедансы по магистралям регулируемого давления и слива нулевые, что соответствует подсоединению емкостей большого объема. Подставляя в равенство (3.38) выражения $Y_{mn}(\bar{S})$ и $\bar{Z}_2 = 0$, $\bar{Z}_3 = 0$, предварительно заменив в них $\bar{S} = j\bar{\omega}$, получим

$$\bar{Z}_1(j\bar{\omega}) = -\frac{1}{K_7}. \qquad (3.49)$$

Из полученной формулы следует, что область неустойчивой работы клапана в плоскости $\bar{Z}_1(j\bar{\omega})$ при $\bar{Z}_2 = 0$, $\bar{Z}_3 = 0$ вырождается в точку с координатой $Re\,\bar{Z}_1 = -\frac{1}{K_7}$, $Jm\bar{Z}_1 = 0$. Поскольку входные импедансы реальных пассивных нагрузок расположены в правой полуплоскости или в случае реактивных нагрузок - на мнимой оси, то при $\bar{Z}_2 = 0$ и $\bar{Z}_3 = 0$ клапан всегда устойчив.

Граница области D разбиения в плоскости входного импеданса $\overline{Z}_3(j\overline{\omega})$ сливной магистрали (при $\overline{Z}_1=0$, $\overline{Z}_2=0$) определяется зависимостью

$$\overline{Z}_3(j\overline{\omega}) = -\frac{1}{(K_5K_{10} + j\dfrac{K_1K_6\overline{\omega}}{1-\overline{\omega}^2})}. \qquad (3.50)$$

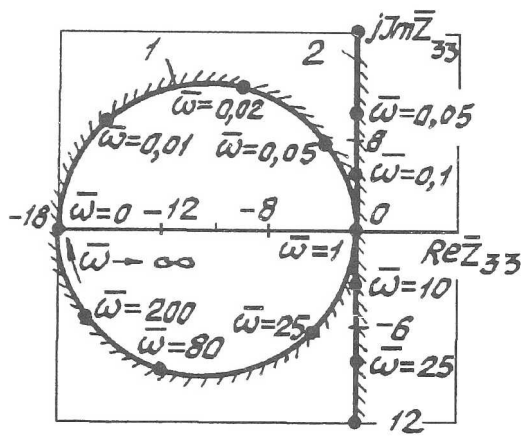


Рис. 3.9. D-разбиение системы с КПД в плоскости входного импеданса магистрали слива: 1 - $Q_{ж}>0$; 2 - $Q_{ж}=0$.

Она представляет собой окружность, расположенную в левой полуплоскости и проходящую через начало координат (рис. 3.9). Анализ влияния жиклера 3 (рис.3.10) показывает, что при увеличении его сопротивления область неустойчивой работы КПД увеличивается и при $Q_{ж} = 0$ занимает всю левую полуплоскость $\overline{Z}_3(j\overline{\omega})$ (рис. 3.9), т.е. при реактивных нагрузках по линии слива система находится на границе устойчивости. Однако в реальных нагрузках всегда реализуются активные потери (пусть даже малые по величине), и, следовательно, при $\overline{Z}_1=0$ и $\overline{Z}_2=0$ система является устойчивой.

Область неустойчивой работы клапана в плоскости входного импеданса магистрали командного давления $\overline{Z}_2(j\overline{\omega})$ опреде-

ляется (в соответствии с равенством (3.38) при $\overline{Z}_1=0$ и $\overline{Z}_3=0$) выражением

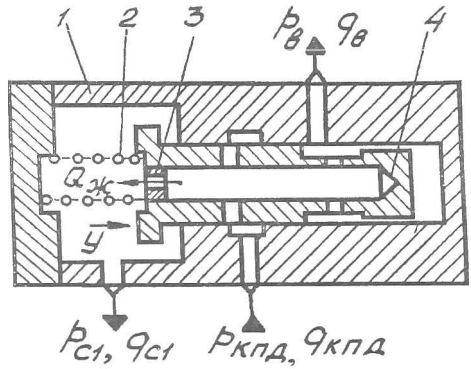


Рис. 3.10. Конструктивная схема клапана постоянного давления: 1 - корпус; 2 - пружина; 3 - жиклер; 4 - золотник.

$$\overline{Z}_2(j\overline{\omega}) = -\left\{\frac{1}{K_3}\left[K_8 + K_4K_5K_9 + \frac{K_2(1+j\,K_4K_6\,\overline{\omega}}{1-\overline{\omega}^2}\right]\right\}^{-1}. \qquad (3.51)$$

Граница D разбиения плоскости $\overline{Z}_2(j\overline{\omega})$ в этом случае охватывает часть правой полуплоскости (см. кривую 1 на рис. 3.11). При других, реализующихся на практике нагрузках по магистралям высокого давления и слива, например, при $\overline{Z}_1 = j(L_1\overline{\omega} - \frac{C_1}{\overline{\omega}})$ и $\overline{Z}_3 = j(L_3\overline{\omega} - \frac{C_3}{\overline{\omega}})$ (где L_1, C_1, L_3, C_3 - относительные величины соответствующих гидравлических индуктивностей и емкостей) область неустойчивой работы клапана увеличивается (см. кривую 2 на рис. 3.11), и наиболее опасными являются нагрузки емкостного типа. Для повышения устойчивости клапана в этом случае необходимо увеличивать как действительную часть импеданса присоединенной магистрали командного давления, так и его индуктивную составляющую. Это можно осуществить установкой на выходе из КПД гасителя колебаний.

Запишем выражение для построения области D-разбиения и определения импеданса гасителя колебаний, соответствующего границе устойчивости системы:

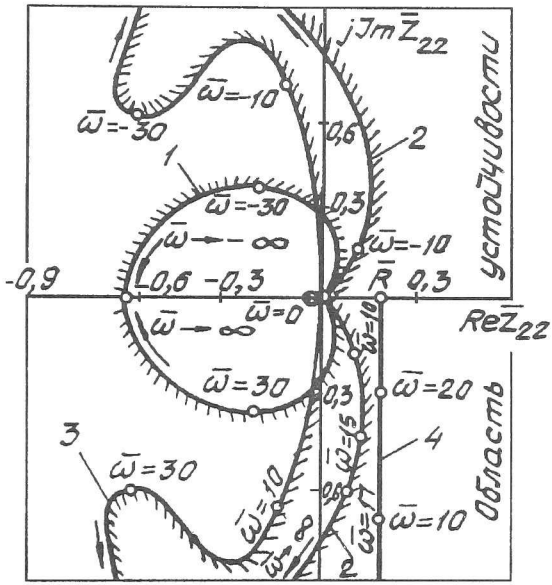


Рис. 3.11. D-разбиение системы с КПД в плоскости входного импеданса магистрали постоянного давления:

1 - при $\tau_\partial = 0,\ \bar{Z}_{11} = 0,\ \bar{Z}_{33} = 0$;

2 - при $\tau_\partial = 0,\ \bar{Z}_{11} = j\left(L_1\bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}}\right),\ \bar{Z}_{33} = \left(L_3\bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}}\right)$;

3 - при $\tau_\partial = 20,\ \bar{Z}_{11} = j\left(L_1\bar{\omega} - \frac{C_1}{\bar{\omega}}\right),\ \bar{Z}_{33} = \left(L_3\bar{\omega} - \frac{C_3}{\bar{\omega}}\right)$;

4 - реальная емкостная нагрузка.

$$Z_\Gamma^0(j\bar{\omega}) = -\left[\bar{Z}_2(j\bar{\omega}) + \bar{Z}_{2H}(j\bar{\omega}),\right] \qquad (3.52)$$

которое позволяет построить границу устойчивости системы в плоскости $\bar{Z}_\Gamma(j\bar{\omega})$ при заданных значениях $\bar{Z}_2(j\bar{\omega})$ и $\bar{Z}_{2H}(j\bar{\omega})$ (см. рис. 3.12). Из рис. 3.12 видно, что при работе на активную нагрузку ($\bar{Z}_{2H}(j\bar{\omega}) = R_H Q_{ко}/P_{ко}$) система устойчива и без гасителя (см. кривую 1).

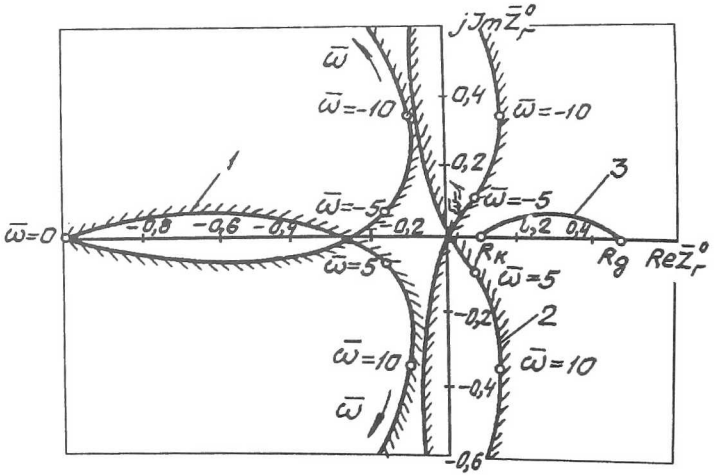


Рис. 3.12. D-разбиение системы с КПД в плоскости импеданса корректирующего устройства: 1 - соответствует активной нагрузке $\overline{Z}_{22} = \overline{R}_{22}$; *2 - соответствует емкостной нагрузке* $\overline{Z}_{22} = -\frac{j}{\overline{C}_{22}\overline{\omega}}$; *3 - характеристика акустического RL-фильтра.*

С нагрузками емкостного или индуктивно-емкостного характера клапан будет работать устойчиво лишь при установке гасителя, характеристика которого расположена справа от кривой 2 на рис. 3.12. Как следует из рис. 3.12, для обеспечения устойчивости КПД могут быть использованы малогабаритные гасители колебаний в виде дросселирующего элемента или акустического RL- фильтра, сопротивление которых $\overline{R} \rangle Re\,\overline{Z}_{\Gamma 1}$, где $Re\,\overline{Z}_{\Gamma 1}$ соответствует точке пересечения кривой $\overline{Z}^0_\Gamma(j\overline{\omega})$ с осью абсцисс.

Таким образом, исследование системы с клапанами постоянного давления показало, что наиболее сильное влияние на устойчивость КПД оказывают характеристики магистрали регулируемого давления. Самыми неблагоприятными являются нагрузки емкостного характера, с которыми клапан работает неустойчиво. В этом случае устойчивая работа системы может быть обеспечена установкой между КПД и присоединенной гидролинией

корректирующего устройства, выполненного, например, в виде дросселирующего элемента или акустического RL- фильтра.

3.3.2. Автоматизация расчетов динамических характеристик элементов ПГС

Как уже отмечалось выше, различные гидромеханические элементы можно представить в виде многополюсников /89/, что дает возможность единым методом анализировать динамику систем, самых различных по структуре и принципу действия. Матричная форма представления математических моделей агрегатов позволяет осуществить единый подход к хранению информации об исследуемых объектах. Приведенные в разделе 3.3.1 методики исследования устойчивости и динамических (частотных) характеристик агрегатов и элементов гидромеханических систем ГТД также основываются на операциях с определителями, что весьма удобно для программной реализации.

Поэтому, используя созданную библиотеку линеаризованных математических моделей типовых гидромеханических элементов и предложенные методы исследования динамики объектов, был разработан пакет прикладных программ DYNAR, позволяющий решать ряд стандартных задач по исследованию динамических характеристик гидромеханических агрегатов и элементов.

Для автоматизации исследования динамических характеристик гидромеханических элементов разработана программа, которая предоставляет пользователям следующие возможности :

1) выбрать для исследования гидромеханическую систему из библиотеки моделей;
2) задать значения исходных параметров системы;
3) произвести расчет устойчивости системы по заданному импедансу и получить результат в виде кривой D - разбиения;
4) исследовать динамические (частотные) характеристики элементов.

Созданная программа оснащена удобной для пользователя оболочкой . Работающий с программой пользователь, выбрав из библиотеки моделей нужный агрегат или элемент, имеет возможность увидеть ее расчетную схему с обозначениями параметров. При вводе данных имеется возможность их редактирования, ввода из сохраненного ранее или созданного файла, при этом,

ведется автоматический контроль входных данных для избежания ошибок субъективного характера. Встроенная помощь дает возможность пользователю получить информацию о размерностях вводимых величин. При работе с программой вводятся только конструктивные и режимные параметры, характеризующие исследуемый агрегат, наглядно представленный на экране, при этом нет необходимости в каких- либо дополнительных расчетах.

При исследовании устойчивости системы пользователю предоставляются средства для задания значений импедансов и выбора исследуемой нагрузки.

Для анализа динамических (частотных) характеристик также предоставляется возможность выбора исследуемого параметра и вида характеристики из следующего ряда: амплитудная частотная характеристика (АЧХ), амплитудно- фазовая частотная характеристика (АФЧХ), фазовая частотная характеристика (ФЧХ).

При выводе расчетных данных пользователь имеет возможность получить графики в нужном масштабе, используя встроенные возможности введения максимальных числовых значений по осям, или получить данные в табличном виде.

В основе работы программы лежат приведенная в разделе 3.3.1 методика исследования динамических характеристик гидромеханических элементов. Обобщенный алгоритм работы программы представлен на рис.3.13.

Работа с программой начинается с окна "выбор модели". В данном окне предоставляется возможность выбрать из имеющегося списка гидромеханический элемент, для которого будут производиться дальнейшие расчеты (расчетные схемы приведены в таблице 3.1).

Далее пользователю представляется выбрать вид задачи:

- окно "Расчет устойчивости" ;
- окно "Расчет характеристик".

Окно "Расчет устойчивости" позволяет пользователю получить кривую D *- разбиения в плоскости исследуемого импеданса, когда значения импедансов по другим цепям заданы.*

Окно "Расчет характеристик" позволяет выбрать одну из стандартных задач: построение АЧХ, ФЧХ или АФЧХ.

В процессе работы пользователю предоставляются возможности по вводу, считыванию, корректировке и сохранению входных данных. В программе имеется встроенный контроль вводимых величин для уменьшения ошибок субъективного характера. По ходу работы с программой пользователь может воспользо-

ваться встроенной помощью. По окончании расчета результаты можно вывести в табличном или графическом виде на экран монитора или печатающее устройство, а также сохранить данные в файле.

Таблица 3.1.

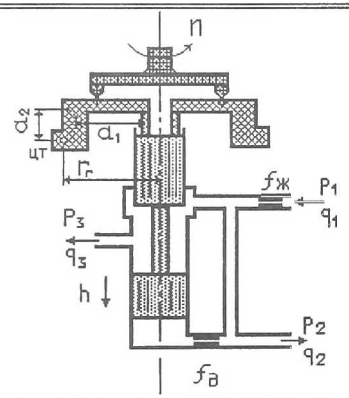
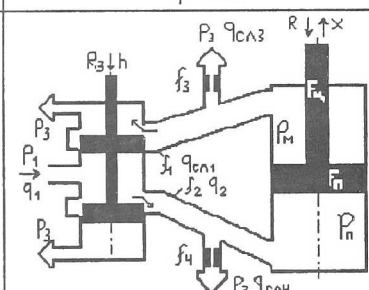
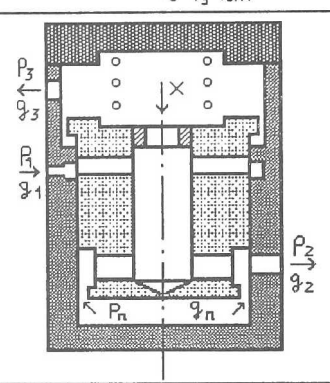
Номер элем.	Наименование элемента	Вид модели	Расчетная схема
0	Датчик частоты вращения	Восьми-полюсник	
1	Гидро-усилитель	Восьми-полюсник	
2	Клапан постоянного давления	Шести-полюсник	

Таблица 3.1 (Продолжение)

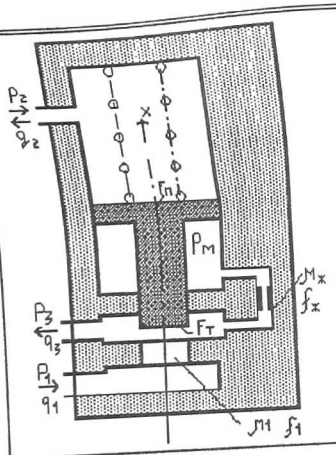
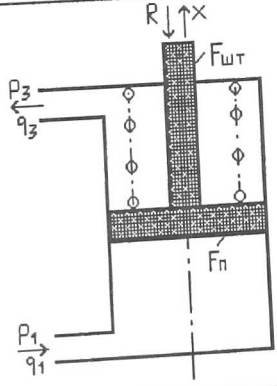
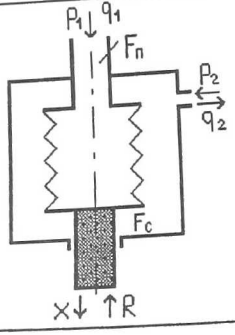
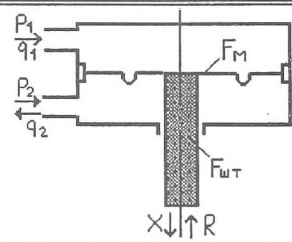
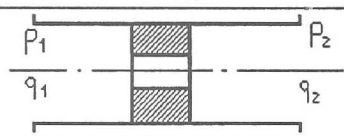
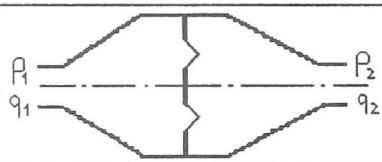
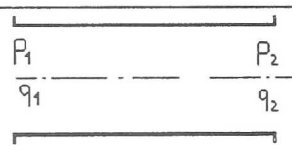
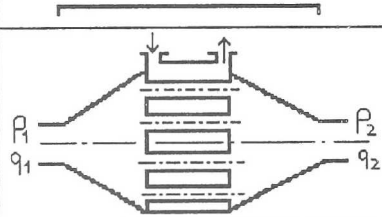
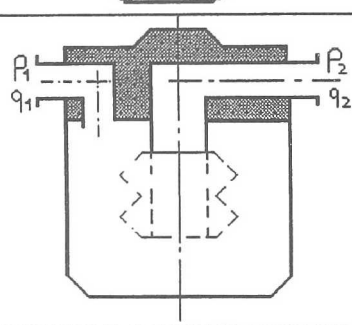
Номер элем.	Наименование элемента	Вид модели	Расчетная схема
3	Клапан постоянного перепада давления	Шестиполюсник	
4	Гидроцилиндр	Шестиполюсник	
5	Сильфонный датчик перепада давления	Шестиполюсник	

Таблица 3.1 (Продолжение)

Номер элем.	Наименование элемента	Вид модели	Расчетная схема
6	Мембранный датчик перепада давления	Шести-полюсник	
7	Дроссель	Четырех-полюсник	
8	Мембрана	Четырех-полюсник	
9	Трубо-провод	Четырех-полюсник	
10	Тепло-обменник	Четырех-полюсник	
11	Фильтр	Четырех-полюсник	

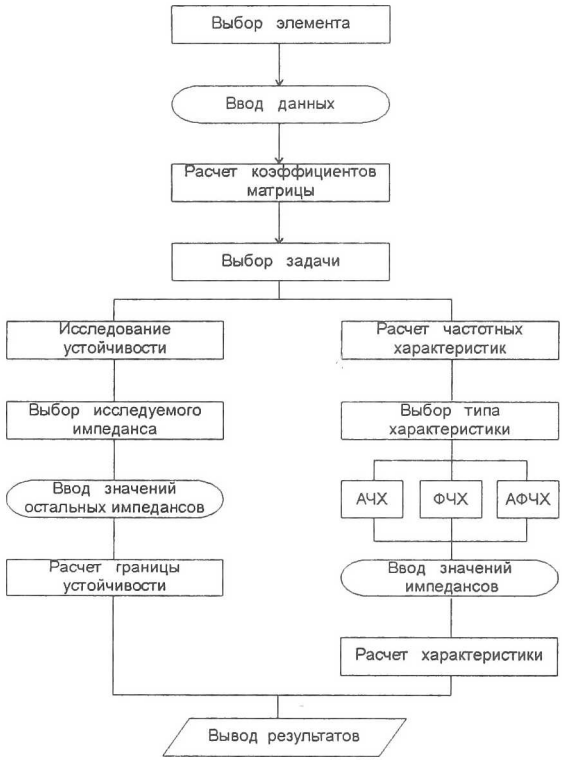


Рис. 3.13. Обобщенный алгоритм работы программы по анализу динамических характеристик гидромеханических элементов

Для исследователя значительно сокращен объем подготовительных вычислительных работ - ему достаточно только ввести в компьютер необходимые физические и геометрические параметры, при этом можно увидеть обозначения вводимых величин на расчетной схеме. Причем подготовка данных для настоящей программы весьма упрощена по сравнению с ранее существовавшими вариантами, основанными на работе со структурной схемой гидромеханической системы, или вычислением передаточных функций , что значительно сокращает продолжительность работ по исследованию динамических характеристик гидромеханических агрегатов и систем. Это дает возможность снизить затраты и уменьшить время на проектирование и доводку агрегатов и систем топливной и гидравлической автоматики.

3.4. ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПНЕВМОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.

3.4.1. Методика экспериментального исследования динамических характеристик пневмогидромеханических агрегатов

В предыдущем разделе было показано, что в наиболее общей постановке задача экспериментального исследования динамических характеристик гидромеханических устройств может быть сведена к определению частотнозависимых коэффициентов матрицы передачи этого устройства. Абсолютно аналогично определяются характеристики устройств гидрогазовых систем. Поэтому приведенные в данном разделе методики применимы для агрегатов и элементов пневмогидромеханических систем.

Решение такой задачи показано в работе /153/. При экспериментальном определении величин параметров A,B,C,D исследуемого элемента трубопроводной системы необходимо измерять значения амплитуд колебаний давления и объемной скорости на входе и выходе, а также фазовые соотношения между ними. В настоящее время средства измерения переменного расхода чрезвычайно дороги. Кроме того, их использование не всегда целесообразно. Поэтому применяемые на практике методы экспериментального определения динамических характеристик направлены в обход непосредственного измерения переменного расхода.

В работе /153/ решение задачи об исследовании динамических характеристиках пневмогидравлических устройств детализировано до уровня инженерной методики, которая предлагает использование двух элементов трубопроводной системы с известными характеристиками и четырех датчиков давления (рис.3.14). Нахождение коэффициентов A_x, B_x, C_x, D_x осуществляется путем измерения значений динамического давления в четырех сечениях испытательной системы в двух опытах с различными нагрузками и решения системы уравнений передачи гидравлической цепи, имеющей вид:

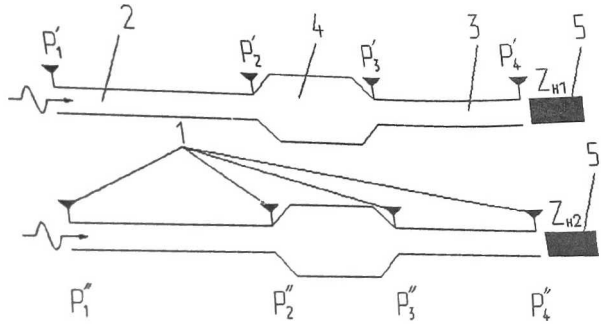


Рис. 3.14. Схема реализации расчетно-экспериментального метода определения динамических характеристик пневмогидравлических устройств.

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= A_{mp1}P_2 + B_{mp1}Q_2 \\ Q_1 &= C_{mp1}P_2 + D_{mp1}Q_2 \\ P_2 &= A_x P_3 + B_x Q_3 \\ Q_2 &= C_x P_3 + D_x Q_3 \\ P_3 &= A_{mp2}P_u + B_{mp2}Q_u \\ Q_3 &= C_{mp2}P_u + D_{mp2}Q_u \end{aligned}\right\},$$

где P_j, Q_j - значения динамического давления и расхода в 1,2,3 или 4-ом сечениях; A_{mpj}, B_{mpj}, C_{mpj}, D_{mpj} - частотнозависимые коэффициенты передачи мерных участков.

В этой работе рассматривается метод экспериментального определения параметров A, B, C, D в трех опытах без измерения объемной скорости, где предполагается использование одного элемента трубопроводной системы с известной частотной характеристикой и трех датчиков давления согласно схеме рис. 3.15. При этом используется свойство пассивных четырехполюсников изменять места коэффициентов A и D в матрице передачи при перемене входа и выхода устройства.

Обозначим на схеме рис. 3.15:

параметры элемента трубопроводной системы с известными частотными характеристиками - A_1, B_1, C_1, D_1;

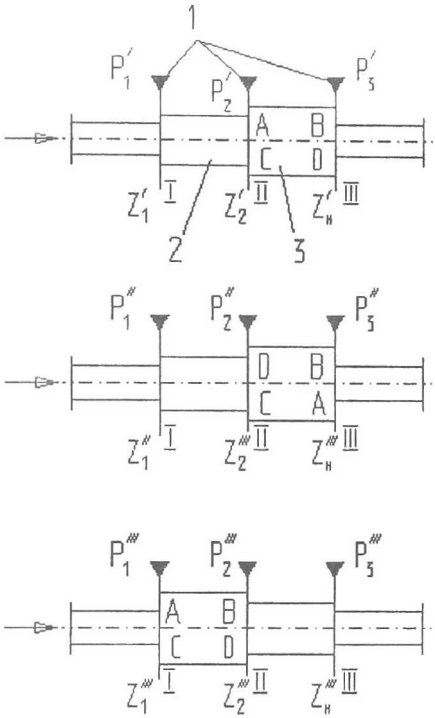


Рис. 3.15 Схема реализации метода расчетно-экспериментального определения динамических характеристик по результатам трех опытов; 1 - датчики давления; 2 - элемент трубопроводной системы с известными частотными характеристиками; 3 - исследуемый элемент трубопроводной системы.

параметры исследуемого объекта - A_x, B_x, C_x, D_x.

Запишем для заданной частоты:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{P_1'}{P_2'} = A_1 + \frac{B_1}{Z_2'} \\
&\frac{P_2'}{P_3'} = A_x + \frac{B_x}{Z_н'} \\
&\frac{P_2'}{P_3' \cdot Z_2'} = C_x + \frac{D_x}{Z_н'} \\
&\frac{P_1''}{P_2''} = A_1 + \frac{B_1}{Z_2''} \\
&\frac{P_2''}{P_3''} = D_x + \frac{B_x}{Z_н''} \\
&\frac{P_2''}{P_3'' \cdot Z_2''} = C_x + \frac{A_x}{Z_н''} \\
&\frac{P_1'''}{P_2'''} = A_x + \frac{B_x}{Z_2'''} \\
&\frac{P_2'''}{P_3'''} = A_1 + \frac{B_1}{Z_н'''} \\
&\frac{P_2'''}{P_3''' \cdot Z_2'''} = C_1 + \frac{D_1}{Z_н'''}
\end{aligned}\right\}, \quad (3.53)$$

Примем граничное условие проводимых опытов $Q_{III}=0$ и $Z_н' = Z_н'' = Z_н''' = \infty$.

Существуют и другие возможные виды нагрузок (например, акустически открытый конец), но данное условие обеспечивает наибольшую простоту реализации. При этом нагрузкой является простая заглушка, которой может быть и сам датчик давления. Тогда для системы (3.53) получим следующее решение :

$$A_x = \frac{P_2'}{P_3'};$$

$$B_x = \frac{P_1''' - A_x P_2'''}{C_1 P_3'''};$$

$$C_x = \frac{P_1' - P_2' A_1}{B_1 P_3'}; \qquad (3.54)$$

$$C_x = \frac{P_1'' - P_2'' A_1}{B_1 P_3''};$$

$$D_x = \frac{P_2''}{P_3''}.$$

Оценка точности данного метода производится по совпадению значений коэффициента C_x в двух опытах, формула для определения которого в обоих экспериментах неизменна.

Ниже будет показано (см. главу 4), что значительную роль в описании динамических характеристик агрегатов пневмогидравлических систем, модель которых можно представить в виде четырехполюсника, играют характеристические параметры: волновые (характеристические) сопротивления четырехполюсника со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_c, который определяет затухание в четырехполюснике при нагрузке его волновыми сопротивлениями. Связь этих характеристических параметров с частотнозависимыми коэффициентами матрицы передачи устройства определяется соотношениями:

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{A_x \cdot B_x}{C_x \cdot D_x}};$$

$$Z_{c2} = \sqrt{\frac{D_x \cdot B_x}{C_x \cdot A_x}};$$

$$K_c = \left| \sqrt{A_x D_x} + \sqrt{B_x C_x} \right|.$$

Подставив выражения (3.54) в последние соотношения, получим формулы для расчета коэффициента затухания K_c и волновых сопротивлений Z_{c1} и Z_{c2}:

$$K_c = \left| \sqrt{\frac{P_2' P_2''}{P_3' P_3''}} + \frac{1}{P_3'} \sqrt{\frac{(P_1'' P_3' - P_2'' P_2')(P_1' - P_2' A_1)}{B_1 C_1 P_3'''}} \right|;$$

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{B_1 P_3'' P_2' \left(P_3' P_1''' - P_2''' P_2' \right)}{C_1 P_3' P_3''' P_2'' (P_1' - A_1 P_2')}}; \qquad (3.55)$$

$$Z_{c2} = \sqrt{\frac{B_1 P_2'' P_3' (P_1'' P_3' - P_2''' P_2')}{C_1 P_2' P_3'' P_3''' (P_1' - A_1 P_2')}}.$$

3.4.2. Аппаратурная реализация методов экспериментального определения динамических характеристик пневмогидромеханических устройств.

В основу метода, рассмотренного в предыдущем разделе, положено определение величин комплексного давления в различных сечениях исследуемой системы. Это предопределяет необходимость измерения и регистрации следующих параметров:

- частоты колебаний;
- амплитуды колебаний давления;
- фазового сдвига между колебаниями давления в различных сечениях.

Для проведения исследований динамических характеристик элементов пневмогидросистем необходимо специальное экспериментальное оборудование. На рис.3.16 приведена схема испытательного комплекса, который включает в себя объект испытаний, стенд для динамических исследований элементов ПГС и систему регистрации информации.

Стенд обеспечивает:

изменение частоты возбуждаемых колебаний в диапазоне рабочих частот испытуемых устройств,

- независимое регулирование частоты и амплитуды колебаний,
- независимое регулирование статических параметров (давления, расхода, температуры рабочей жидкости).

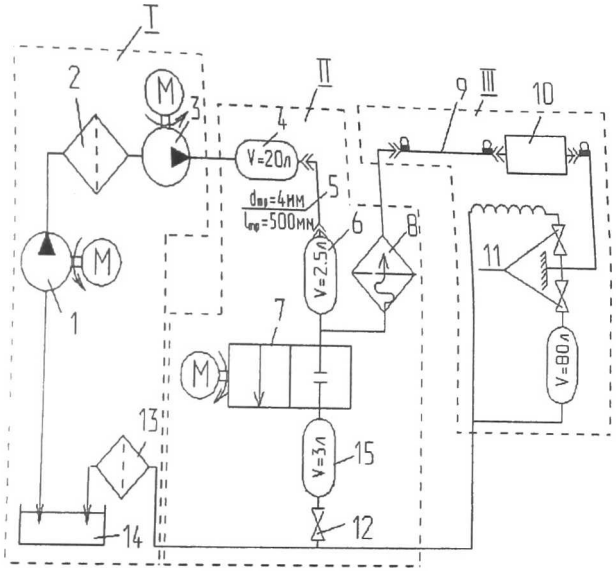


Рис. 3.16. Принципиальная гидравлическая схема стенда: I - блок подготовки рабочей жидкости; II - блок генерации колебаний с устройствами акустической развязки; III - блок объекта испытаний с системой акустической развязки; 1 - подкачивающий насос с приводом; 2,13 - фильтры; 3 - насос высокого давления с приводом; 4,6,15 - емкости; 5 - трубопровод; 7 - генератор колебаний с приводом; 8 - гаситель колебаний рабочей среды; 9 - мерный трубопровод; 10 - объект исследований; 11,12 - краны; 14 - бак.

Условно стенд для динамических исследований (рис.3.16) можно разделить на следующие блоки:

подготовки рабочей жидкости;

- генерации колебаний с устройствами акустической развязки;
- объекта испытаний с системой акустических нагрузок.

Блок подготовки рабочей жидкости оборудован топливным баком (80л) для хранения рабочей жидкости; подкачивающим насосом с приводом (производительность 80 л/мин, давление на выходе 0,45 МПа), необходимым для предотвращения кавитации в основном насосе; фильтрами, обеспечивающими надежную очистку жидкости (чистота фильтрации 20... 30 мкм); насосом вы-

сокого давления, обеспечивающим давление до 21 МПа; системой трубопроводов и арматурой.

Блок генерации колебаний содержит генератор колебаний сиренного типа с электроприводом и систему емкостей и трубопроводов, которая предназначена для взаимной акустической развязки генератора и насоса высокого давления.

Представленный стенд позволяет проводить динамические испытания элементов ПГС и других устройств в следующем диапазоне параметров: частот основного тона колебаний рабочей среды от 50 до 900 Гц; амплитуд от 0,1 до 2 МПа; статических давлений от 1 до 21 МПа.

Система регистрации информации позволяет полигармонические аналоговые сигналы, получаемые с первичных преобразователей давления, переводить в цифровой формат с проведением последующей цифровой обработки на ЭВМ. Автоматизированные системы цифровой обработки (АСЦО), образующие в совокупности с объектом испытаний и стендовым оборудованием автоматизированный испытательные комплекс (АИК), позволяют значительно ускорить и повысить точность процесса регистрации и обработки результатов.

Функционирование АИК связано с решением следующих основных задач:

- регистрацией параметров в объекте испытаний с помощью первичных преобразователей,
- сбором и регистрацией аналоговых сигналов на промежуточный носитель (магнитный регистратор),
- организацией одностороннего или двухстороннего обмена информацией между объектом испытаний и ЭВМ,
- преобразованием аналоговых сигналов в цифровые,
- цифровой обработкой сигналов в ЭВМ,
- выводом графической или алфавитно-цифровой информации.

Применение цифровых вычислительных средств в ходе автоматизированного исследования требует представления исходного сигнала в дискретной форме, т.е. выполнение операции квантования. Выбор и обоснование числа двоичных разрядов шкалы квантования при аналого-цифровом преобразовании (АЦП) зависит от величин динамического диапазона и допустимой ошибки оценки свойств сигнала. Кроме того, цифровая форма представления сигнала предполагает его дискретизацию,

причем частота дискретизации определяется выражением, интерпретирующим теорему В.А. Котельникова:

$$f_д = 2 f_{max} ,$$

где f_{max} - максимальная частота в спектре процесса.

Для аналого-цифрового преобразования сигналов, поступающих от нескольких датчиков, применяют методы последовательного или параллельного опроса каналов, реализуемые соответственно одним или несколькими АЦП. Спектральная обработка сигналов в ЭВМ дает наибольший эффект при использовании алгоритма быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Система регистрации и обработки информации испытательного комплекса содержит:

- комплект датчиков ЛХ-412, работающих совместно с тензоусилителем 4АНЧ-22 и обеспечивающих измерение амплитуд колебаний давления в частотном диапазоне 10...10000 Гц;
- датчики-пьезоакселерометры фирмы "Брюль и Къер" тип 4336 (масса 2 г.) и фирмы RFT тип KD91, работающие совместно с усилителем ИС-124 и приборным виброизмерительным комплектом ПВК-12 и обеспечивающие измерение виброускорений в частотном диапазоне 10-8000 Гц;
- комплект точного импульсного шумомера 00023 фирмы RFT;
- коммутатор, распределяющий сигналы на все измерительные и регистрирующие приборы;
- аналого-цифровой преобразователь, конвертирующий аналоговые сигналы от тензостанции в дискретные (цифровые) и подающий их на вход в компьютер;
- IBM-совместимый компьютер, записывающий данные на магнитный носитель (жесткий диск);

Кроме того, система оснащена вспомогательной аппаратурой:

- спектроанализатором ТОА-111, работающим в режиме перестраиваемого частотного фильтра;
- магнитными регистраторами (4-х канальный "Брюль и Къер" 7003, 7-ми канальный НО-67);
- измерительными приборами (частотомер Ч3-54, вольтметр В3-39, измеритель разности фаз Ф2-13);

- двухканальным осциллографом С1-55;
- приборами контроля статических параметров (манометрами, расходомерами, датчиками температуры);
- звуковым генератором ЗГ-39, предназначенным для тарировки измерительных трактов.

В качестве аналого-цифрового преобразователя используется либо 16-канальный АЦП ADC-1 (разработка и производство - филиал СП "Диалог", г. Протвино) с точностью 10 бит, либо 32-канальный программируемый АЦП L-264 (разработка и производство - АОЗТ "L-card", г. Москва) с точностью 12 бит.

3.4.3. Исследование динамических характеристик трубопроводов.

Трубопровод является наиболее распространенным элементом гидравлических и топливных систем.

Учитывая, что вышеизложенная методика определения динамических характеристик пневмогидравлических устройств предполагает использование трубопроводной линии как мерного участка с известными свойствами, исследуем ее характеристики подробно.

Частотные характеристики линии можно найти по передаточной функции, представляющей собой отношение изображений по Лапласу давлений в выходном и входном сечениях (рис. 3.17) /113/:

$$\frac{P_2(s,l)}{P_1(s,0)} = \frac{1}{\frac{Z'_в(s)}{Z_2(s)} sh[\vartheta(s)l] + ch[\vartheta(s)l]}, \qquad (3.56)$$

где l - длина трубопроводной линии;

$Z'_в(s)$ - операторное волновое сопротивление линии;

$Z_2(s)$ - операторное сопротивление нагрузки (импеданс нагрузки);

$\vartheta(s)$ - операторный коэффициент распространения. При определении частотных характеристик линии производится подстановка

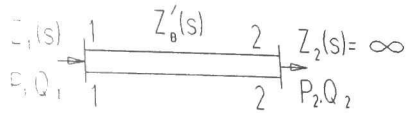


Рис. 3.17. Схема трубопроводной линии

$s=j\omega$ В этом случае коэффициент распространения принимает комплексную форму:

$$\vartheta(j\omega)=\delta+j\varepsilon \quad , \quad (3.57)$$

где δ - коэффициент затухания;

ε - коэффициент фазы.

Амплитудно-фазовую частотную характеристику линии с несогласованной нагрузкой (т.е. когда импеданс нагрузки не равен операторному волновому сопротивлению линии) при известном комплексном сопротивлении $Z_2(j\omega)$ можно найти, подставив в передаточную функцию (3.56) $s=j\omega$ и учтя соотношение (3.57); в результате получим

$$\frac{P_2(j\omega,l)}{P_1(j\omega,0)}=\frac{1}{\frac{Z'_в(j\omega)}{Z_2(j\omega)}sh\left[(\delta+j\varepsilon)l\right]+ch\left[(\delta+j\varepsilon)l\right]} \quad (3.58)$$

В случае тупиковой трубопроводной линии комплексное сопротивление нагрузки $Z_2(j\omega)=\infty$. С учетом этого выражение (3.58) принимает вид

$$\frac{P_2(j\omega,l)}{P_1(j\omega,0)}=\frac{1}{ch\left[(\delta+j\varepsilon)l\right]}$$

Применив формулу преобразования гиперболических и тригонометрических функций, получим

$$\frac{P_2(j\omega,l)}{P_1(j\omega,0)}=\frac{2}{M+jN} \quad , \quad (3.59)$$

где

$M=(e^{\delta l}+e^{-\delta l})\cos\varepsilon l$

$N=(e^{\delta l}-e^{-\delta l})\sin\varepsilon l$

Амплитудную $A_{P_2P_1}(\omega)$ и фазовую $\varphi_{P_1P_2}(\omega)$ частотные характеристики находим по зависимости (3.59) в виде

$$A_{P_2P_1}(\omega) = \frac{2}{\sqrt{M^2 + N^2}} = \frac{2}{\sqrt{e^{2\delta l} + 2\cos 2\varepsilon l + e^{-2\delta l}}}, \quad (3.60)$$

$$\varphi_{P_2P_1}(\omega) = arctg\frac{N}{M} = arctg\frac{\left(e^{\delta l} - e^{-\delta l}\right)\sin \varepsilon l}{\left(e^{\delta l} + e^{-\delta l}\right)\cos \varepsilon l}. \quad (3.61)$$

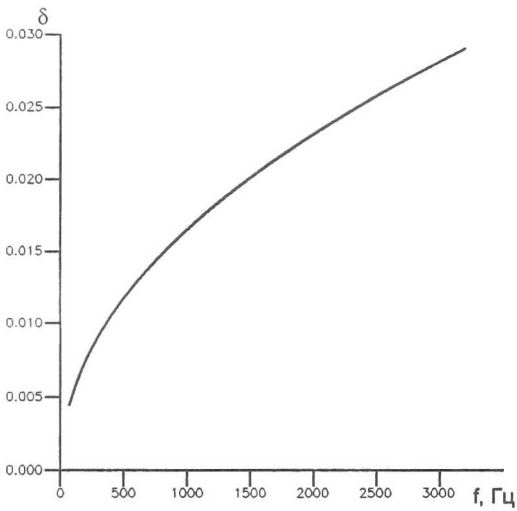


Рис. 3.18. Зависимость коэффициента затухания от частоты колебаний давления

На рис. 3.18 представлен график зависимости коэффициента затухания δ от частоты колебаний давления, подсчитанный по формуле (3.60) при следующих параметрах: f=70...3200 Гц, ρ_0=830кг/м^3, $B_{тр}$=1515 МПа, r_0=10,7 мм, υ=18 сст.

Расчет частотных характеристик линии становится менее точным, если не учитывается вязкость среды и принимается δ=0. В этом случае амплитудная $A_{P_2P_1}(\omega)$ и фазовая $\varphi_{P_1P_2}(\omega)$ частотные характеристики тупиковой линии записываются в виде:

$$A_{P_2P_1}(\omega) = \sqrt{\frac{2}{1 + \cos 2\varepsilon l}};$$

$$\varphi_{P_1P_2}(\omega)=\begin{cases}0, & \varepsilon l<\dfrac{\pi}{2}\\ \pi, & \dfrac{\pi}{2}<\varepsilon l<\dfrac{\pi}{2}+\pi\\ \cdots\cdots & \\ n\pi, & -\dfrac{\pi}{2}+n\pi<\varepsilon l<\dfrac{\pi}{2}+n\pi.\end{cases}$$

Коэффициент фазы ε связан с фазовой скоростью распространения волны возмущения зависимостью

$$\varepsilon=\frac{\omega}{c_л}\ .$$

С учетом этого амплитудную $A_{P_2P_1}(\omega)$ и фазовую $\varphi_{P_1P_2}(\omega)$ частотные характеристики тупиковой линии можно записать в виде

$$A_{P_2P_1}(\omega)=\sqrt{\frac{2}{1+\cos\dfrac{2\omega l}{c_л}}}\ ;$$

$$\varphi_{P_1P_2}(\omega)=\begin{cases}0, & \dfrac{\omega l}{c_л}<\dfrac{\pi}{2}\\ \pi, & \dfrac{\pi}{2}<\dfrac{\omega l}{c_л}<\dfrac{\pi}{2}+\pi\\ \cdots\cdots & \\ n\pi, & -\dfrac{\pi}{2}+n\pi<\dfrac{\omega l}{c_л}<\dfrac{\pi}{2}+n\pi.\end{cases}$$

Записанные таким образом амплитудная и фазовая частотные характеристики тупиковой линии имеют резонансы, характеризующиеся безразмерными частотами

$$\overline{\omega}_p=\frac{\omega_p l}{c_л}\ .$$

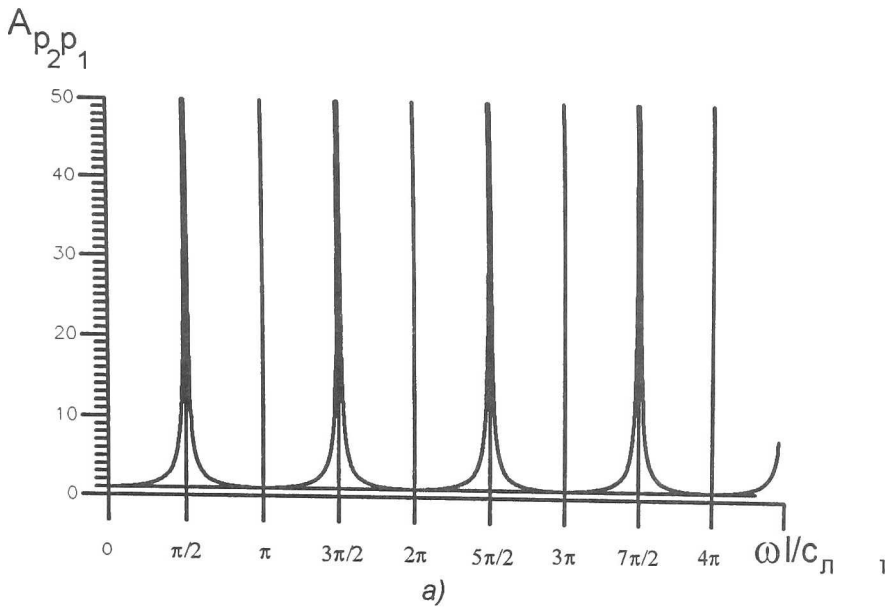
Безразмерные резонансные частоты имеют значения

$$\overline{\omega}_p = \frac{\omega_p l}{c_л} = \frac{\pi}{2}(1+2n) \quad ,$$

где $n=0,1,2...$

Амплитудная и фазовая частотные характеристики тупиковой линии, подсчитанные в предположении $\delta=0$, показаны на рис.3.19. Из рисунка видно, что при резонансных частотах $\overline{\omega}_p = \frac{\omega_p l}{c_л}$ значения относительных амплитуд стремятся к бесконечности, а относительные фазы характеризуются сдвигом на π рад. На рисунках 3.20 и 3.21 представлены амплитудные характеристики тупиковых трубопроводных линий длиной 1.35 м и 0.94 м соответственно, подсчитанные с учетом коэффициента затухания δ при указанных выше параметрах ($\rho_0=830$кг/м^3, $B_{тр}=1515$ МПа, $r_0=10,7$ мм, $\upsilon=18$ сст). На рисунках 3.22 и 3.23 представлены соответственно фазовые характеристики тех же трубопроводных линий. Заметим, что благодаря наличию затухания (при учете того что $\delta\neq0$) у линии наблюдается демпфирование, чем и объясняется ограниченная высота амплитудных пиков при резонансных частотах. Отличительная особенность этих пиков состоит в том, что их величина меняется при различных резонансных частотах. Причем с ростом резонансной частоты значения пиковых относительных амплитуд уменьшаются. Так, первая резонансная частота для тупикового трубопровода длиной 1.35 м характеризуется значением пиковой относительной амплитуды 89.1 , а для шестой резонансной частоты это значение составляет 27.1. Уменьшение высоты амплитудных пиков объясняется ростом значения коэффициента затухания δ с увеличением частоты (рис.3.18).

На графики (рис.3.20-3.23) нанесены экспериментальные значения относительных амплитуд и фаз, полученные авторами. В этих экспериментах колебания потока создавались пульсатором сиренного типа. Генерируемая частота первой гармоники пульсатора изменялась от 70 до 780 Гц. Анализ проводился по первым четырем гармоникам пульсатора, в результате чего диапазон исследованных частот расширился до 3120 Гц. Это позволило рассмотреть не только первую, но и высшие резонансные частоты.



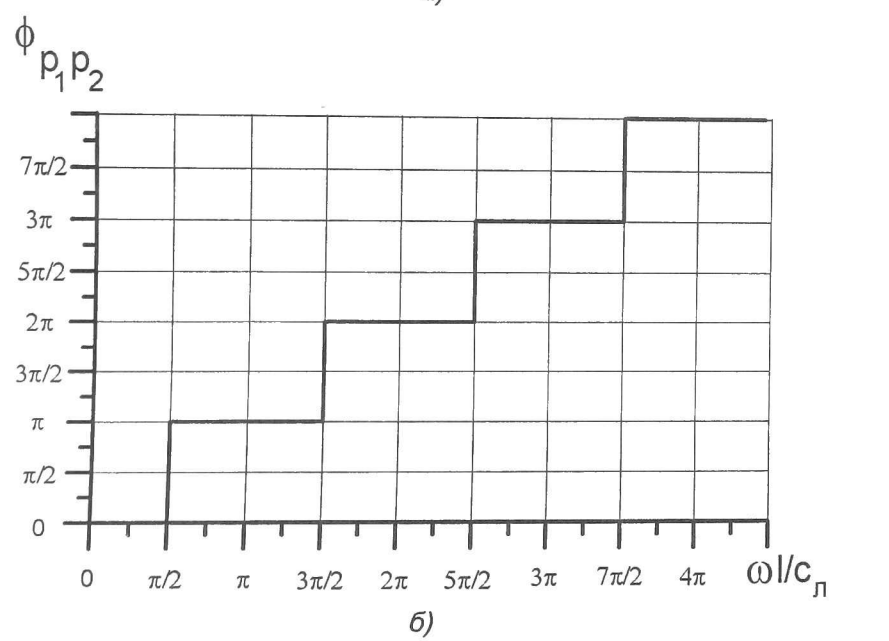


Рис. 3.19. Амплитудная (а) и фазовая (б) частотные характеристики тупиковой линии без учета коэффициента затухания.

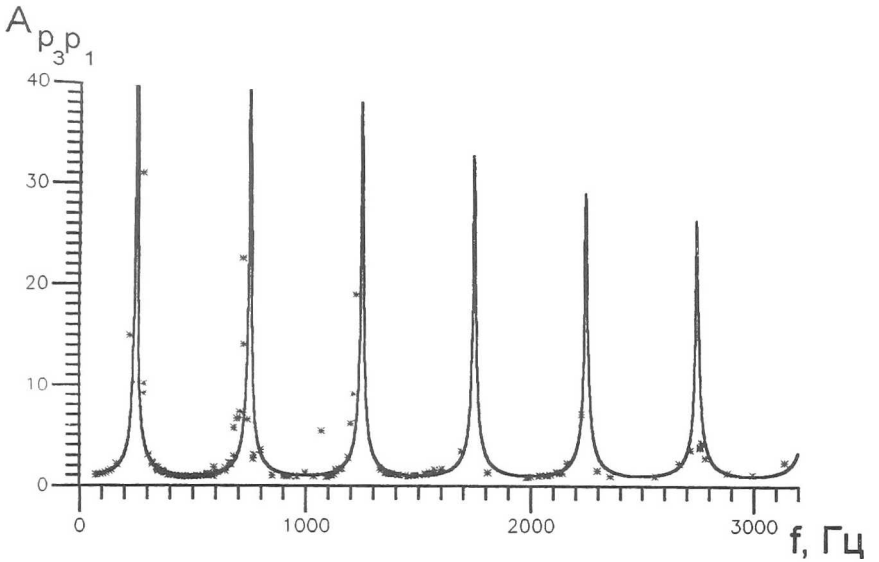


Рис. 3.20. Амплитудная частотная характеристика тупиковой линии при l=1.35 м.

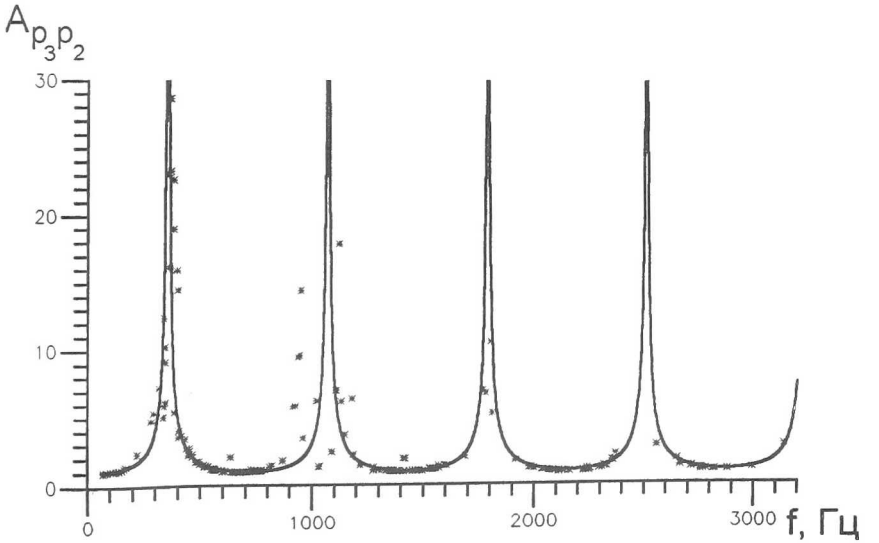


Рис. 3.21. Амплитудная частотная характеристика тупиковой линии при l=0.94 м.

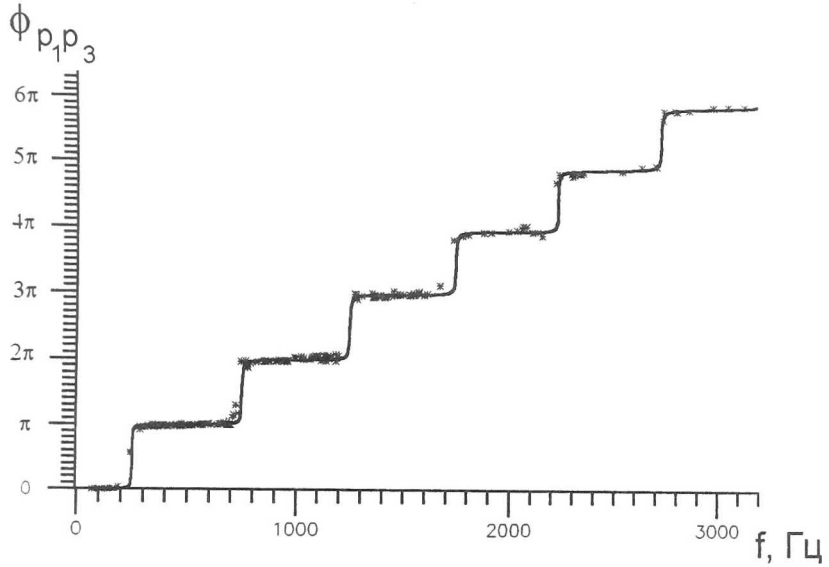


Рис. 3.22. Фазовая частотная характеристика тупиковой линии при l=1.35 м.

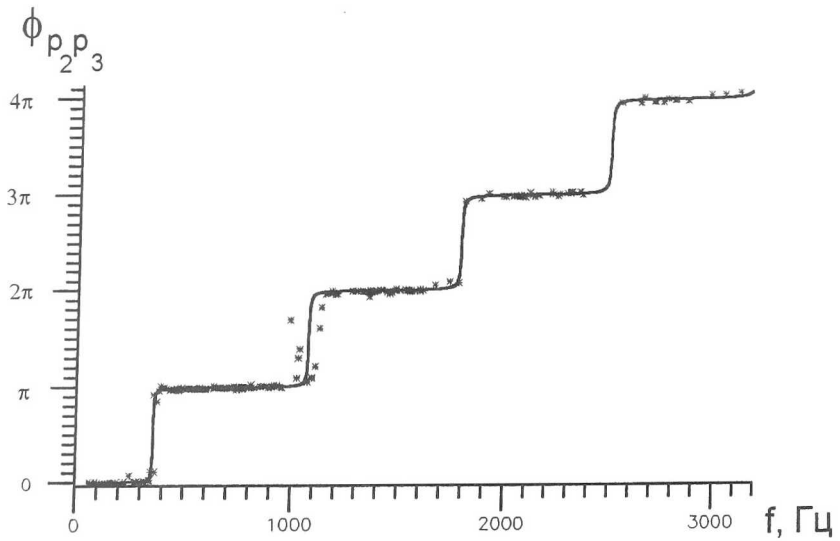


Рис. 3.23. Фазовая частотная характеристика тупиковой линии при l=0.94 м.

Экспериментальные амплитудные и фазовые частотные характеристики достаточно хорошо совпадают с теоретическими, рассчитанными по формулам (3.60) и (3.61).

Большое внимание при проведении экспериментов уделялось стравливанию воздуха из тупикового участка системы. Наличие воздушных пробок, отмеченное в ряде экспериментов, приводило к снижению резонансных частот до 10% от их расчетных значений. Резонансный пик на амплитудной характеристике при этом не всегда соответствовал переходу фазы на фазовой характеристике.

Вышеизложенная методика определения коэффициента собственного затухания K_c, волновых сопротивлений Z_{c1} и Z_{c2} была опробована на трубопроводах различной длины.

Поскольку трубопроводная линия представляет собой симметричный четырехполюсный элемент, то

$$Z_{c1}=Z_{c2}=Z_в ,$$

и рассмотренный метод несколько упрощается. Расчетные зависимости (3.55) в этом случае принимают следующий вид:

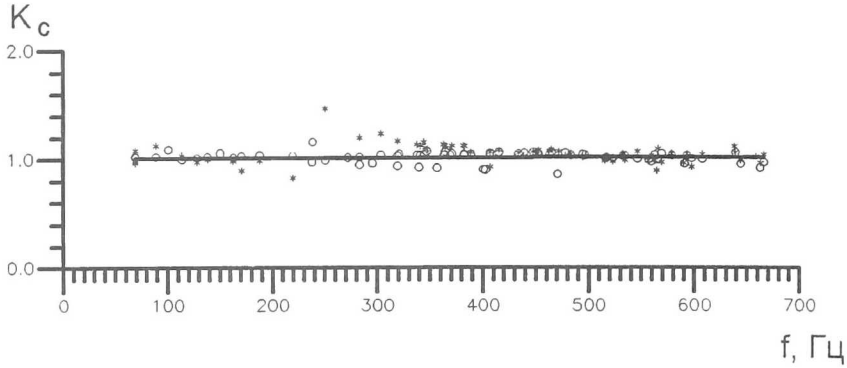
$$K_c = \left| \frac{P_2'}{P_3'} + \frac{1}{P_3'} \sqrt{\frac{(P_1''P_3' - P_2''P_2')(P_1' - P_2'A_1)}{B_1C_1P_3'''}} \right|,$$

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{B_1\left(P_3'P_1''' - P_2''P_2'\right)}{C_1P_3'''(P_1' - A_1P_2')}}.$$

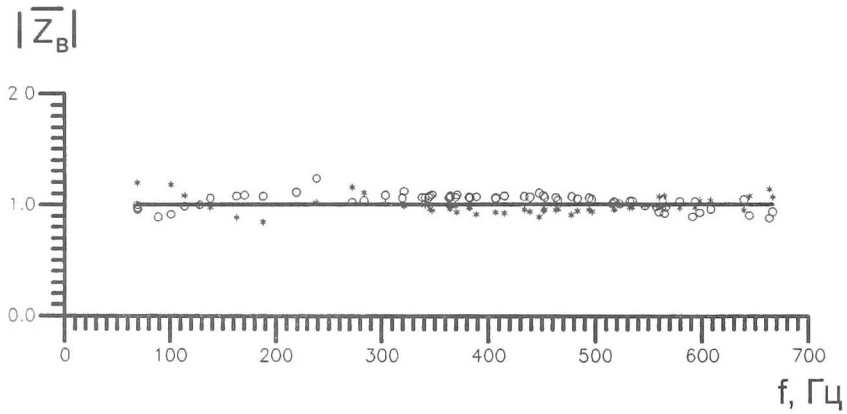
Исследования проводились на масле АМГ-10. Колебания давления рабочей среды создавались пульсатором сиренного типа. Был исследован частотный диапазон ***70-670 Гц*** (по основной гармонике возбуждения) при статическом давлении ***4 МПа***. Температура рабочей среды поддерживалась в пределах ***308-313 К***.

Частотные зависимости коэффициента затухания K_c и модуля относительного волнового сопротивления $\left|\overline{Z}_в\right|$ ($\left|\overline{Z}_в\right| = \frac{Z_{в.эксп}}{Z_{в.рас}}$) приведены на рис. 3.24.

Анализ графиков позволяет отметить удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных результа-



а)

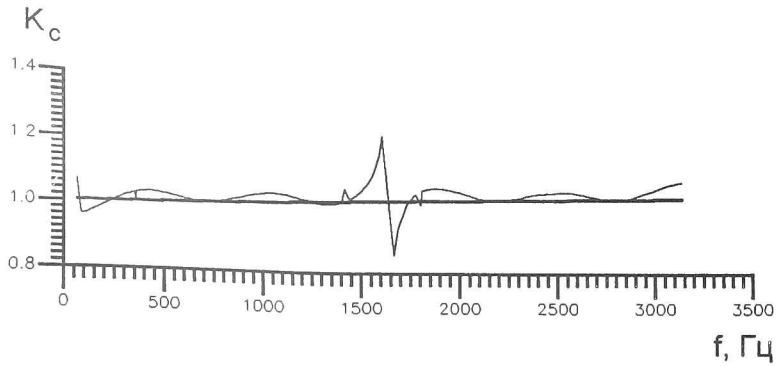


б)

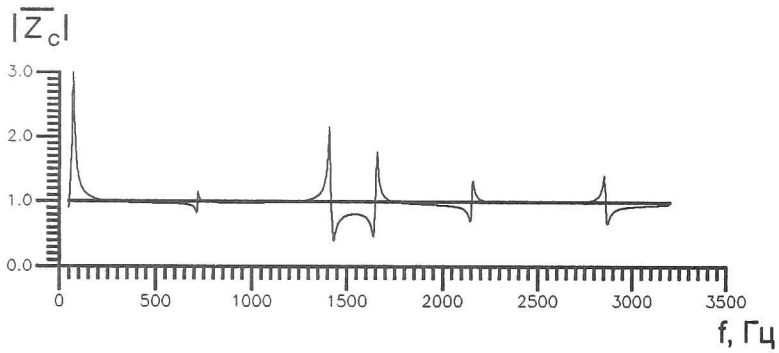
Рис. 3.24. Зависимости коэффициента затухания K_c *(а) и модуля волнового сопротивления* $|\overline{Z}_в|$ *(б) трубопроводов различной длины от частоты колебаний:*
——— - расчет; ∗ - l=0.94 м; ° - l=0.41 м.

тов. Некоторое несоответствие результатов может быть объяснено влиянием погрешностей измерительного канала.

Предпринимались также попытки определения комплекса динамических характеристик и по высшим гармоникам пульсатора (второй - четвертой). Однако в этой области частот было



а)



б)

Рис. 3.25. Деформация собственных характеристик трубопровода при наличии 5% систематической погрешности измерительного канала

——— - расчет при отсутствии систематической погрешности;

— — - расчет при наличии систематической погрешности;

зафиксировано весьма существенное расхождение между расчетными и экспериментальными значениями характеристик. Объясняется это тем, что амплитуды высших гармоник пульсатора существенно меньше амплитуды основной гармоники возбуждения (разница составляет 1-2 порядка), следовательно, увеличивается погрешность определения амплитуды. А особенностью метода является весьма существенная зависимость погрешности определяемых значений коэффициента собственного затухания K_c и волнового сопротивления $Z_в$ от отклонения изме-

ренного значения амплитуды сигнала относительно ее расчетной величины. Так на рис.3.25 показано, как деформируются значения K_c и $|\overline{Z}_в|$ при наличии систематической погрешности в 5% хотя бы по одному измерительному каналу. Из вышеизложенного можно сделать вывод, что увеличение точности определения динамических характеристик агрегатов гидравлических систем возможно путем применения более точного измерительного оборудования.

3.4.4. Исследование виброакустических характеристик элементов ПГС при их силовом возбуждении пульсациями рабочей среды

Описанное в разделе 3.4.2 стендовое оборудование позволяет проводить исследования виброакустических характеристик элементов ПГС при их силовом возбуждении пульсациями рабочей среды.

При этом в исходную схему стенда были внесены некоторые изменения. Для повышения достоверности акустических измерений блок объекта испытания III (см. рис. 3.16) был вынесен в отдельное помещение, что позволило выполнить виброакустическую изоляцию испытуемого объекта от других блоков динамического стенда. Для кинематической развязки по механическому контуру подводящая трубка была заменена эластичным шлангом со звукоизолирующим кожухом.

При исследовании виброакустических характеристик трубопровода, расположенного на жестких опорах, на входе в трубопровод возбуждались пульсации рабочей среды. В качестве нагрузки использовался акустически закрытый конец трубопровода (безрасходный режим).

Параметры трубопровода: расстояние между опорами $l=0,305$ *м*., наружный диаметр трубопровода $d=0,022$ *м*., внутренний диаметр трубопровода $d_y=0,020$ *м*., материал- сталь 1Х18Н9Т ($E=1,78*10^{11}$ *Н/м*^{2}). Параметры опор: продольная жесткость $30,36*10^6$ *Н/м*, поперечная жесткость $1,2*10^6$ *Н/м*, угловая жесткость $243,2$ *Нм/рад*. Частота первой формы собственных колебаний трубопровода в вертикальной плоскости

(плоскости наименьшей жесткости), определенная методом простукивания, f_c= *342 Гц*.

Были реализованы следующие режимы возбуждения:

-при статическом давлении $P_{ср}$= *4 МПа* частоты основного тона пульсаций давления: f= *80; 350; 550; 690; 790 Гц*;

- при статическом давлении $P_{ср}$=*2 МПа* частота основного тона пульсаций давления составляла *550 Гц*.

Температура рабочей среды (масло АМГ-10) поддерживалась в пределах *308-313К*.

Виброускорение замерялось в 8-и точках по длине трубопровода, местоположение датчиков показано на схеме рис. 3.26 , замеры пульсаций давления проводились на входе и выходе из трубопровода.

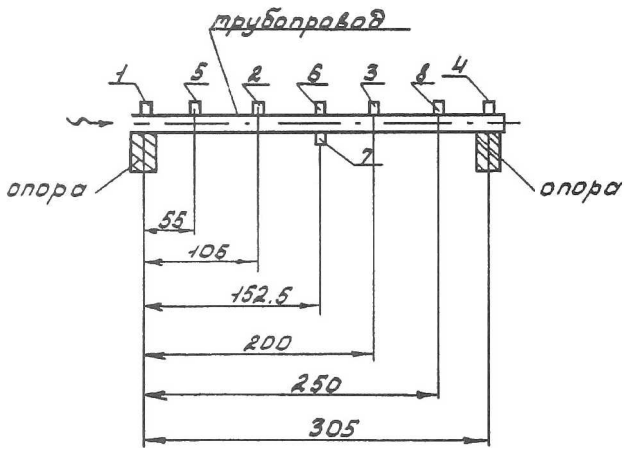


Рис. 3.26. Схема расположения датчиков виброускорения на трубопроводе.

Результаты экспериментов позволили построить распределение амплитуды виброперегрузки k_g (отношение виброускорения к ускорению свободного падения g=*9,8 м/с*^{2}) по длине трубопровода (рис. 3.27, 3.28). На графиках можно увидеть характерные точки для различных гармоник, где амплитуды виброперегрузки равны нулю или максимальны. Такое распределение амплитуд характерно для стоячей волны /67/: точки с нулевой амплитудой виброперегрузки соответствуют узлам стоячей волны, а с максимальным значением амплитуды - пучности

стоячей изгибной волны. Таким образом, подтверждается гипотеза, принятая при построении виброакустической модели трубопровода, о том, что пульсации рабочей среды инициируют волновые процессы в трубопроводе, которые можно представить в виде спектра стоячих изгибных волн, частоты которого кратны частоте пульсаций давления рабочей среды.

Построенные зависимости амплитуд виброперегрузки для характерных точек от амплитуды пульсаций рабочей среды (рис. 3.29) подтверждают полученные в разделе 3.1 зависимости виброускорения от характеристик пульсирующей жидкости, а также позволяют анализировать влияние таких средств коррекции

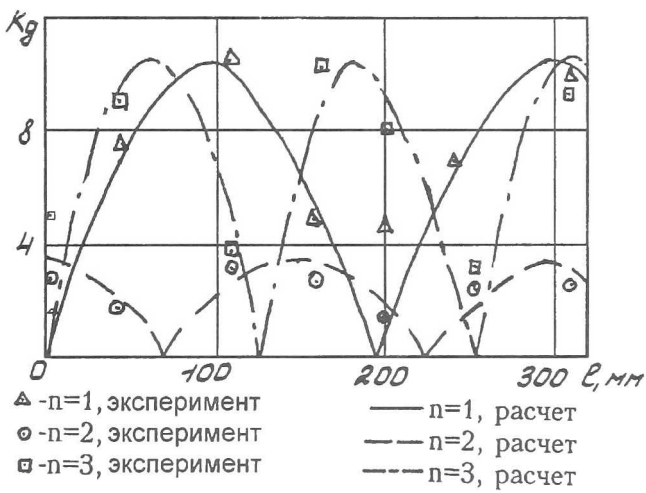


Рис. 3.27. Распределение амплитуды виброперегрузки по длине трубопровода для различных номеров гармоник n. Режим: $P_{ср}$=2 МПа; A_p=0.43 МПа; f=550 Гц.

динамических характеристик ПГС, как установка гидравлических корректирующих устройств (гасителей колебаний давления).

Следует отметить еще одну характерную деталь для случая силового возбуждения трубопровода пульсациями рабочей среды. Обычно рассматриваются колебания трубопровода как стержня, однако любое сечение трубопровода вдобавок деформируется как кольцо под действием изменяющегося давления /67, 127/. Виброускорение, фиксируемое датчиками, является суммарной величиной, зависящей от этих двух факторов:

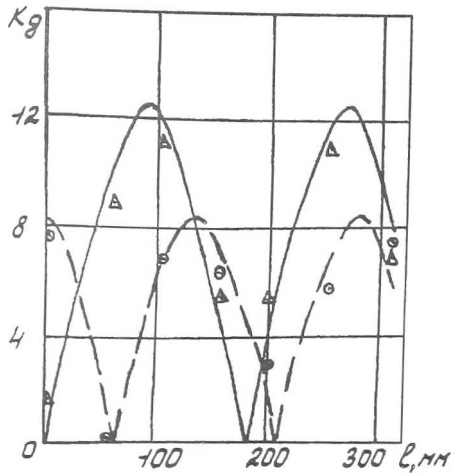


Рис. 3.28. Распределение амплитуды виброперегрузки по длине трубопровода для различных номеров гармоник n. Режим: $P_{ср}$=4 МПа; A_p=0.29 МПа; f=700Гц

$$k_g = k_c \pm k_д$$

где k_c - виброперегрузка, обусловленная колебаниями трубопровода как стержня, $k_д$ - виброперегрузка, обусловленная деформацией сечения.

Для определения деформационной составляющей ускорения в сечении с координатой x=152,5 мм были установлены два датчика в диаметрально противоположных точках. На рис. 3.30 показана зависимость коэффициента $r=k_д/k_c$ от амплитуды пульсаций рабочей среды на выходе из трубопровода, откуда видно, что значения могут достигать 12%.

При частоте пульсаций рабочей среды ниже собственной частоты первой формы колебаний трубопровода наблюдается другой характер вибраций (рис. 3.31). Низкочастотные составляющие имеют малые значения, так как вибрации на данных частотах обусловлены только деформацией сечения трубопровода, а колебания трубопровода как стержня реализуются на более высоких частотах (выше первой собственной частоты колебаний трубопровода). Интенсивность высоких гармоник спектра в этом случае на порядок больше низкочастотных (рис. 3.31).

Испытательный комплекс позволяет изменять в широких пределах амплитуду пульсаций давления, что позволяет имитировать работу гидравлических КУ. Для исследования влияния механических корректирующих устройств были изменены параметры опор трубопровода. Следующая серия испытаний была проведена для трубопровода, закрепленного зажимами с рези-

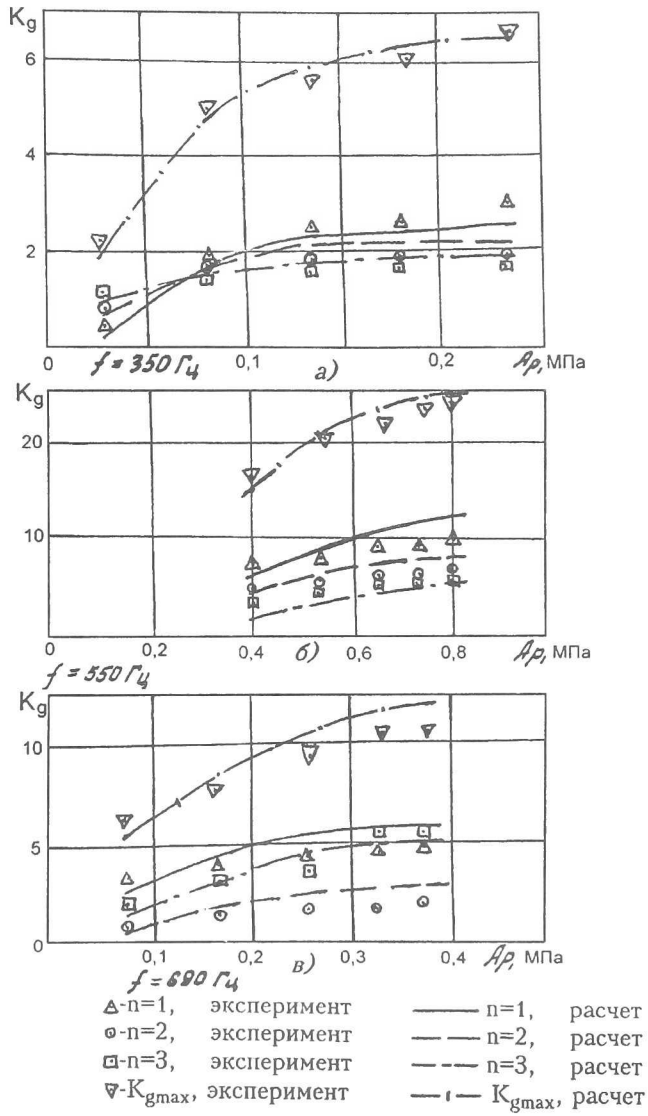


Рис. 2.29. Зависимость амплитуды виброперегрузки K_g для датчика 6 от амплитуды пульсаций давления на выходе из трубы A_p для различных номеров гармоники n и частот возбуждений f, а также максимального значения виброперегрузки $K_{g\,max}$, при $P_{ср}$=4 МПа.

новыми проставками. Результаты показали неэффективность таких демпфирующих устройств в исследуемом частотном диапазоне (80-790Гц), что еще раз подтверждает необходимость проведения теоретических исследований при разработке мероприятий для снижения динамических нагрузок в ПГС.

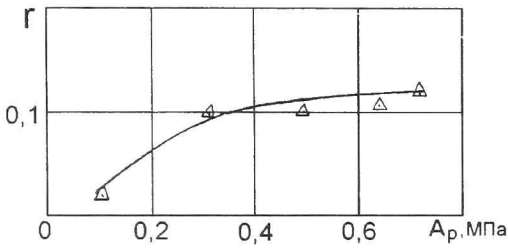


Рис. 3.30. Зависимость коэффициента r от амплитуды пульсаций давления на выходе из трубопровода A_p для первой гармоники. Режим: $P_{ср}$=4 МПа; f=550Гц.

Ряд экспериментов был проведен для коленообразного участка трубопровода, изготовленного из того же материала, что и прямолинейный и имеющего такие же геометрические характеристики поперечного сечения. Схема расположения пьезоакселерометров на трубопроводе показана на рис. 3.32. На входе и выходе из трубопровода также проводились замеры пульсаций давления рабочей среды. В качестве нагрузки, как и в предыдущем эксперименте, использовался акустически закрытый конец трубопровода.

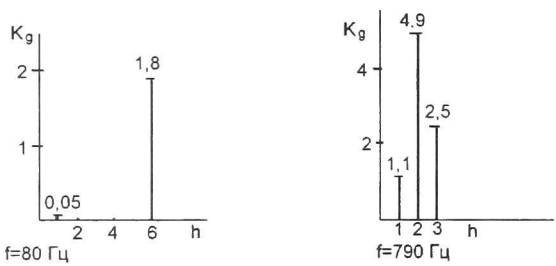


Рис. 3.31. Спектр виброперегрузки для датчика с координатой x=152,5 мм (середина трубопровода) при различных частотах возбуждения. Режим $P_{ср}$=4 МПа, A_p=0,06 МПа.

Были реализованы режимы возбуждения колебаний с частотами основного тона пульсаций рабочей среды ***f= 560, 710, 795 Гц***. При этом поддерживалось среднее давление ***4 МПа***. Также были проведены исследования виброакустических характеристик коленообразного участка трубопровода, закрепленного в зажимах с резиновыми проставками, при силовом возбуждении его пульсациями рабочей среды .

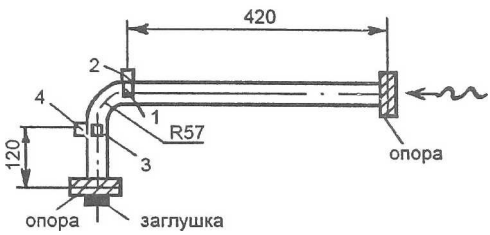


Рис. 3.32. Схема расположения датчиков виброускорения на коленообразном трубопроводе (вид сверху).

При анализе спектра виброускорения наибольшие амплитуды наблюдались для частот, соответствующих частоте возбуждения или кратных ей. На рис. 3.33 приведены зависимости амплитуды виброперегрузки в контрольных точках от амплитуды колебаний давления на выходе из трубопровода для различных частот возбуждения. Характер кривых сходен с зависимостями, полученными для прямого трубопровода. Максимальные значения виброперегрузки наблюдались для датчика 4, ось чувствительности которого расположена в горизонтальной плоскости. Это объясняется наличием интенсивной возбуждающей силы, действующей в горизонтальной плоскости колена трубопровода.

По графикам рис. 3.33 можно оценить и эффективность демпфирования опор трубопровода. Наибольший эффект наблюдался для датчиков, ось чувствительности которых расположена в горизонтальной плоскости, что объясняется интенсивной диссипацией колебаний в продольном направлении в опорах трубопровода.

На этом же стендовом оборудовании были проведены экспериментальные исследования виброакустических характеристик емкости при силовом возбуждении колебаний конструкции пульсациями рабочей среды.

Шаровидная емкость из сплава 35ХГСЛ наружным диаметром $D=160$ *мм*, объемом полости $V=2$ *л*, диаметр горла $d_г=10$ *мм*, масса емкости без жидкости $m=2{,}3$ *кг*, была консольно закреплена в зажиме. Характеристики опоры такие же, как при испытаниях трубопровода. Схема препарирования емкости датчиками виброускорения показана на рис. 3.34.

На входе в емкость возбуждались пульсации рабочей среды со следующими частотами основного тона : $f= 370, 520, 695$ *Гц*.

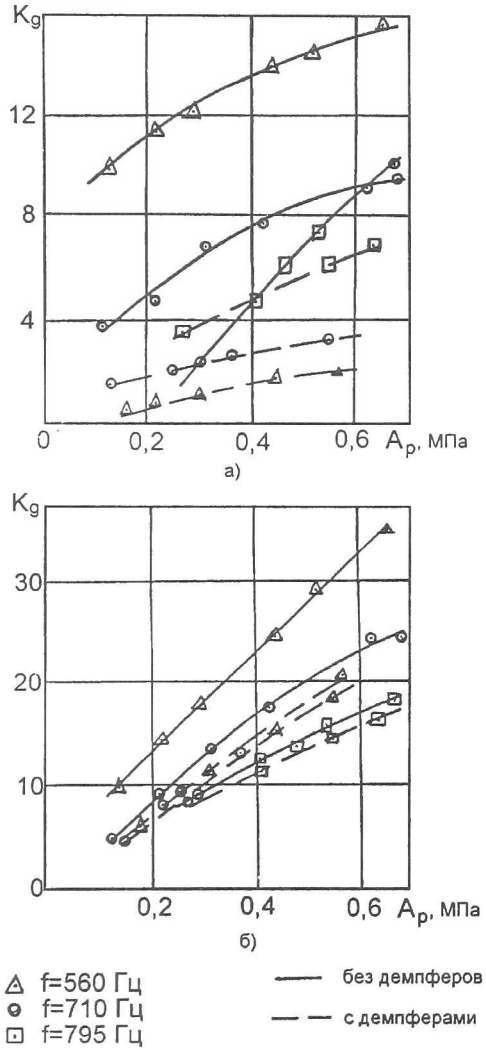


Рис. 3.33. Зависимость амплитуды виброперегрузки для первой гармоники от амплитуды пульсаций давления на выходе из коленообразного трубопровода для датчиков 1 (а) и 4 (б).

Построенные зависимости вибраций корпуса емкости от амплитуд пульсаций рабочей среды (рис. 3.35 - 3.36) позволяют анализировать механизм возбуждения колебаний емкости при воздействии пульсирующего потока жидкости.

Датчик 3 показывает величину виброускорения, которая обусловлена деформацией корпуса емкости. В данном случае значения сравнимы с величинами виброускорения, обусловленными колебаниями емкости как твердого тела. Наибольшие амплитуды виброускорения фиксировались датчиком 4. Вынужденные колебания возникают в направлении горизонтальной оси под действием переменного давления в полости емкости.

Следующая серия экспериментальных исследований была проведена для сочетания элементов емкость - трубка, установленных на двух опорах. Параметры прямолинейного участка трубопровода и параметры емкости

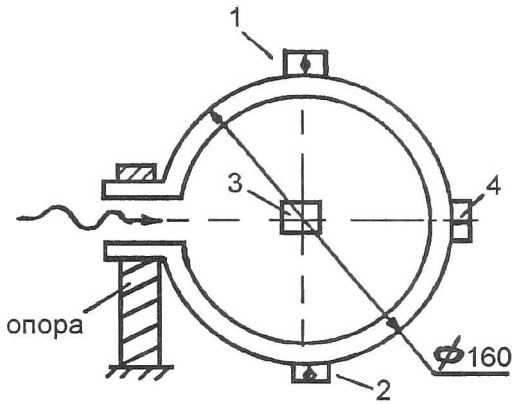


Рис. 3.34. Схема расположения датчиков виброускорения на емкости.

описаны в начале данного раздела. Схема препарирования установки датчиками приведена на рис. 3.37.

Анализ вибраций в контрольных точках показывает, что основные составляющие спектра виброускорения также соответствуют частоте пульсаций рабочей среды и кратной ей. Наибольшие величины

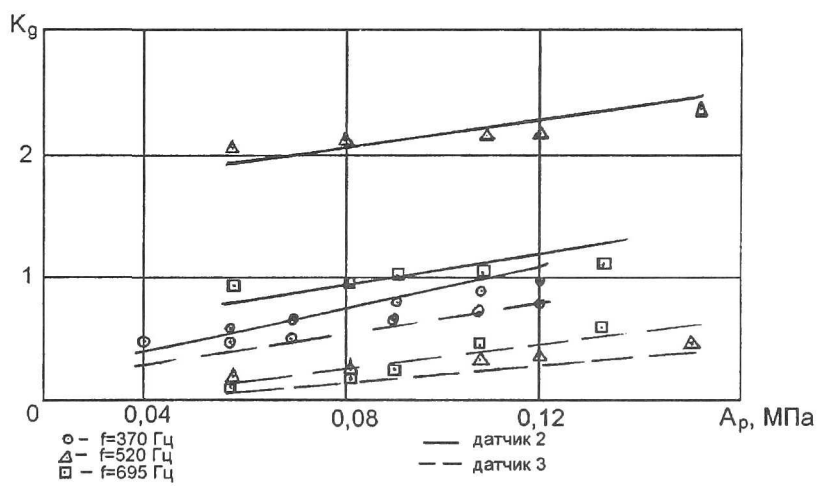


Рис. 3.35. Экспериментальные данные и расчетные кривые зависимости амплитуды виброперегрузки для 1-й гармоники от амплитуды пульсаций рабочей среды на входе в емкость при различных частотах возбуждения f.

виброускорений фиксировались датчиками 1, 2, 3 . Показания датчика 4 были наименьшими, так как величина виброускорения в

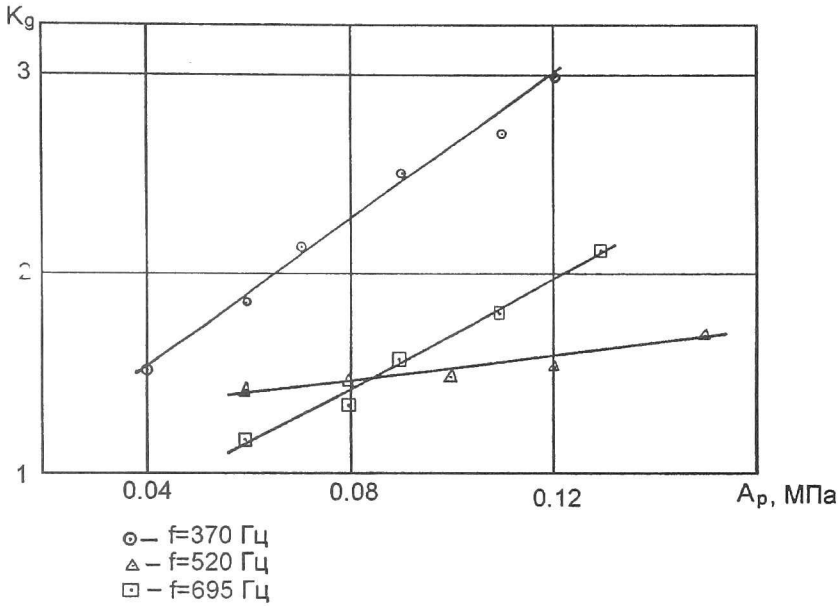


Рис 3.36. Экспериментальные данные и расчетные кривые зависимости амплитуды виброперегрузки для 1-й гармоники от амплитуды пульсаций рабочей среды на входе в емкость для датчика 4 при различных частотах возбуждения ***f***

данной точке определяется в основном деформационными перемещениями корпуса емкости (рис.3.38).

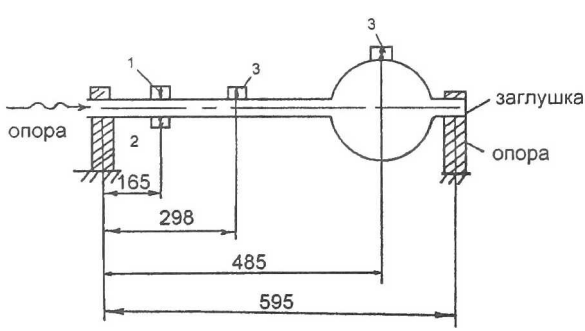


Рис. 3.37. Схема расположения датчиков виброускорения на объекте исследований.

При эксплуатации различных технических объектов: энергоустановок, технологических линий, станков и так далее, часто возникает проблема, связанная со снижением уровня шума, в целях улучшения условий работы обслуживающего

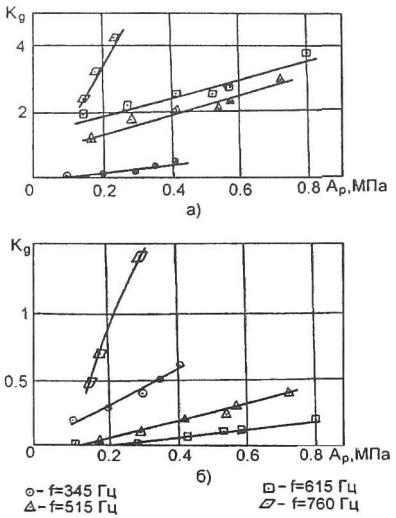


Рис. 3.38. Зависимость амплитуд виброперегрузки в контрольных точках по 1-ой гармонике от амплитуд пульсаций рабочей среды на входе в трубопровод: а) - датчик 3, б) - датчик 4.



Рис. 3.39. Зависимость амплитуды виброперегрузки и уровня интенсивности шума по 1-ой гармонике от амплитуды пульсаций давления при $P_{ср}$=4 МПа.

персонала /133/.

Основными источниками интенсивного щумоизлучения являются поток пульсирующей рабочей среды и звуковая вибрация элементов конструкций. В тех случаях, когда вибрация элементов систем является основным фактором, определяющим генерируемый шум, наблюдаются четкие корреляционные зависимости между уровнем интенсивности шума и вибропараметрами в контрольных точках / 4, 74, 130/.

При исследовании виброакустических характеристик элементов ПГС, проводились также замеры уровня интенсивности шума по линейной шкале. Анализ показывает, что основные состав-

ляющие спектра также соответствуют частоте пульсаций давления или кратны ей. На рис. 3.39 приведены зависимости амплитуд виброперегрузки и уровня интенсивности шума от амплитуд пульсаций давления рабочей среды. Кривые амплитуды виброперегрузки и интенсивности шума имеют сходный характер и плавно растут с увеличением амплитуд пульсаций давления.

Проведенные экспериментальные исследования элементов пневмогидросистем позволяют прогнозировать виброакустическую активность гидромеханических систем и разрабатывать наиболее эффективные мероприятия по снижению динамических нагрузок в таких системах. Наиболее эффективные мероприятия по снижению динамических нагрузок в пневмогидромеханических системах связаны с разработкой специальных гасителей колебаний.

Глава 4. ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Достижение высокой эффективности современных гидромеханических систем, в частности систем гидропневмоавтоматики авиационной техники, неизбежно связано с усложнением отдельных подсистем и агрегатов. Приоритет в исследовательских работах при этом отдается проблемам, связанным с повышением надежности. Особое значение эти проблемы имеют для гидравлических и топливных систем самолетов и двигателей, на долю которых приходится до 50-60% отказов, происходящих в процессе работы изделий /1, 13, 79, 80/.

Фактором, снижающим функциональную и параметрическую надежность гидравлических и топливных систем (ГиТС) являются пульсации (колебания) давления рабочей жидкости. Причем с повышением мощности насосных агрегатов, увеличением протяженности трубопроводных линий, усложнением функциональных связей между отдельными узлами, пульсационное состояние ГиТС во многих случаях ухудшается /143, 137/.

Повышенные колебания давления в ГиТС являются причиной таких нежелательных явлений как разгерметизация трубопроводных соединений, интенсивный износ рабочих поверхностей золотников, клапанов и других управляющих элементов. Пульсации оказывают негативное влияние на рабочие процессы в камерах сгорания двигателей, влияют на передачу сигналов в информационных цепях. В некоторых случаях повышенные пульсации приводят к катастрофическим повреждениям, характеризующимся разрушением насосов, трубопроводов, арматуры и агрегатов систем.

В последнее время вопросы сглаживания колебаний приобрели особую остроту в связи с проблемой уменьшения шума, излучаемого гидравлическими машинами. В ходе интенсивных дискуссий, проведенных в 70-80 годы в нашей стране и за рубежом, было установлено, что пульсации давления являются главной причиной шума в гидравлике. Уровни шума, излучаемого плунжерными, шестеренными, центробежными, пластинчатыми насосами колеблются от 90 до 120 дБ, что не соответствует многим национальным и международным стандартам / 12, 62/.

Из теории автоматического управления известно, что повышение надежности САР на стадиях доводки и эксплуатации систем возможно за счет применения корректирующих устройств

(КУ), которые обеспечивают повышение запасов устойчивости и улучшение показателей качества и точности процессов регулирования в условиях действия различных дестабилизирующих факторов.

Отличающиеся в большинстве своем конструктивной простотой и надежностью, корректирующие устройства (гасители колебаний) не требуют существенных перекомпоновок систем. При этом они обеспечивают эффективное гашение колебаний в широком частотном диапазоне. Благодаря этим свойствам гасители нашли применение в гидравлических системах самолетов ЯК-40, АН-22, ТУ-154, ИЛ-76, АН-124, АН-225, БОИНГ-727, ДС-10. Установка гасителей позволила стабилизировать работу систем топливорегулирования двигателей Д18Т, НК-22, НК-25. Помимо авиационных систем, гасители применяются в гидролиниях станков, испытательных стендов, сельскохозяйственных машин и других объектов, для которых характерны пульсационные процессы.

Как было показано в предыдущих главах, снижение амплитуд пульсаций жидкости приводит и к уменьшению вибрационных нагрузок в гидромеханических системах. Поэтому важным вопросом является выбор типов и параметров гасителей колебаний рабочей среды.

4.1. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Работа гасителей колебаний базируется на двух принципах /151/:

- на принципе локализации энергии колебаний на определенном участке системы;
- на принципе поглощения энергии источника колебаний.

Гасители первого типа являются реактивными, второго- активными. Реактивные гасители работают как акустические фильтры, препятствующие прохождению колебаний определенных частот от источника в гидросистему. В активных гасителях энергия колебаний рассеивается за счет вязкого трения. Для повышения эффективности подавления колебаний, в реальных конструкциях гасителей, как правило, применяются комбинированные структуры, использующие как первый, так и второй принципы. Принятое условное разделение гасителей способствует

выработке более четких представлений о работе этих устройств.

4.1.1. Реактивные гасители

Ограничение интенсивности колебаний при использовании принципа их локализации осуществляется либо установкой гасителя, обеспечивающего "перекачку" колебательной энергии из источника в гаситель и обратно, либо установкой гасителя, обеспечивающего интерференцию колебаний. Простейшие реактивные гасители представляют собой элементы, обладающие достаточными аккумулирующими (емкостными) или инерционными свойствами.

Емкостные гасители выполняются в виде полостей различной конфигурации и упругих перегородок (мембран, сильфонов). Поступающая в полость акустическая энергия от источника накапливается, а затем почти полностью возвращается обратно к источнику колебаний. Эффективность сглаживания колебаний зависит от величины объема полости. Для подавления колебаний в диапазоне частот свыше 200 Гц приемлемы по габаритам и весу гасители без специальных упругих элементов (воздушных или газовых подушек). Конструктивные формы емкостных гасителей (см. рис. 4.1) определяются из условий получения минимального веса гасителя или условий размещения в системе.

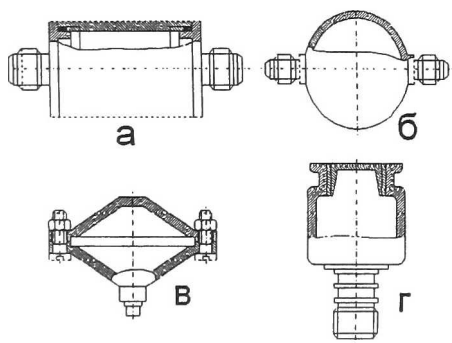


Рис. 4.1. Гасители: а - цилиндрический; б - сферический в - чечевицеобразный; г - грушевидный.

Простейшим элементом трубопроводной цепи, в котором проявляются инерционные свойства рабочего тела, является зауженный участок трубопровода с продольными размерами, меньшими четверти длины волны колебаний. Величина инерционного сопротивления участка при фиксированной частоте колебаний прямо пропорциональна длине и обратно пропорциональна площади поперечного сечения участка. Реализация инерционного элемента связана с уменьшением площади про-

ходного сечения трубопровода и, следовательно, с увеличением гидравлического сопротивления потоку жидкости, поэтому получение значительных инерционных сопротивлений при малой величине гидравлических потерь затруднительно.

Реактивные гасители колебаний, выполненные по схеме акустического фильтра низких частот (АФНЧ), представляют собой последовательное соединение емкостных и инерционных элементов (см. рис. 4.2).

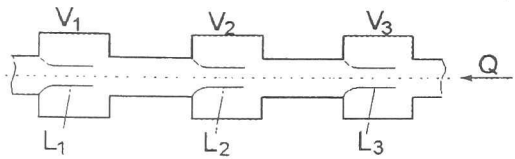


Рис. 4.2. Принципиальная схема фильтра низких частот.

Ограничение интенсивности колебаний в системе за гасителем достигается одновременно за счет проявления аккумулирующих свойств рабочего тела в камерах и инерционных свойств в зауженных участках соединения.

Конструктивные схемы гасителей на базе двух и трех элементов, образующие различные схемы АФНЧ, представлены на рис. 4.3. Применение гасителей, выполненных по схеме акустического фильтра низких частот, в сравнении с гасителями емкостного типа дает выигрыш за счет уменьшения габаритов при одинаковой эффективности действия или увеличения эффективности при равных размерах. В сравнении с гасителями в виде элементов инерции и дроссельных элементов выигрыш достигается за счет значительного уменьшения сопротивления гасителя стационарному потоку, и следовательно, уменьшения веса трубопроводной системы.

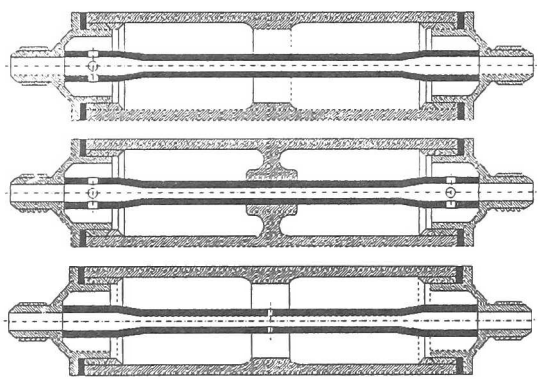


Рис. 4.3. Конструкции гасителей, выполненных по схемам простейших АФНЧ.

Для эффективного подавления колебаний в ограниченной полосе частот в авиационных гидравлических системах целесо-

образно применять гасители, содержащие в своем составе резонансные контуры. В акустике реализуются две схемы резонансных контуров (последовательный и параллельный), которые могут быть использованы либо как автономные гасители колебаний, либо как составные элементы гасителей.

Последовательный резонансный контур (ответвленный резонатор, резонатор Геймгольца) реализуется в виде емкости, сообщающейся с основной магистралью каналом, обладающим инерционным сопротивлением (см. рис. 4.4). При совпадении частоты колебаний рабочей среды с собственной частотой резонатора сопротивление резонатора для переменной составляющей расхода среды резко падает.

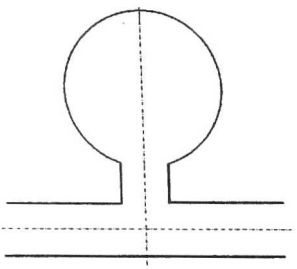


Рис. 4.4. Принципиальная схема ответвленного резонатора.

Снижение амплитуды колебаний в системе за резонатором происходит за счет "перекачки" энергии пульсирующей составляющей потока из источника колебаний в резонатор и обратно.

К недостаткам данной схемы следует отнести невозможность подстройки гасителя под разные резонансные частоты. В тех случаях, когда резонансная частота пульсаций "плывет", и необходима постоянная подстройка КУ, применяют гаситель, принципиальная схема которого приведена на рис. 4.5. Это КУ содержит корпус 1 с расположенным внутри него подвижным поршнем 2 и дросселем 3. Поршень делит камеру корпуса на две полости. Полость 4 сообщается каналом 5 с основной магистралью 6. В полости установлен датчик давления 7, являющийся

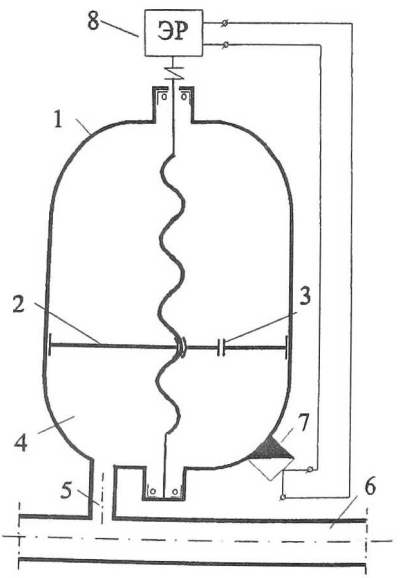


Рис. 4.5. Ответвленный резонатор с перестраиваемой структурой.

чувствительным элементом регулятора 8, управляющего положением поршня 2. Полость 4 совместно с каналом 5 образуют резонансный контур (ответвленный резонатор), собственная частота которого определяется величиной объема полости и параметрами соединительного канала. На этой частоте эффективность КУ максимальна. При изменении частоты колебаний рабочей среды в основной магистрали происходит соответствующее изменение частоты колебаний давления и в полости 4 устройства. По сигналу от датчика давления 7 регулятор 8 изменяет положение поршня 2, поддерживая постоянное равенство собственной частоты резонатора новому значению частоты колебаний рабочей среды в магистрали. Отверстие 3 в поршне 2 имеет малый диаметр и предназначено для выравнивания средней составляющей давления, действующего с противоположных сторон на поршень, что позволяет уменьшить усилия, развиваемые регулятором 8 при перемещении поршня 2. При этом замкнутая полость за поршнем практически не оказывает влияния на эффективность сглаживания колебаний. В качестве регулятора 8 могут быть применены простые по конструкции малогабаритные электрические устройства малой мощности, которые широко используются в электротехнике.

Гаситель с параллельным резонансным контуром состоит из размещенных на пути распространения колебаний упругой перегородки и "узкой" трубки (рис. 4.6). Так как трубка обладает инерционным сопротивлением, а перегородка упругим, параллельное соединение трубки и подвижной перегородки представляет собой колебательный контур, в котором переменная составляющая расхода через центральную трубку сдвинута по отношению к расходу, генерируемому за счет колебаний перегородки, на 180 градусов . В области частот, близких к резонансной частоте контура, обе составляющие становятся примерно равными, величина переменного расхода за гасителем существенно уменьшается, т.е. гаситель обладает большим акустическим сопротивлением.

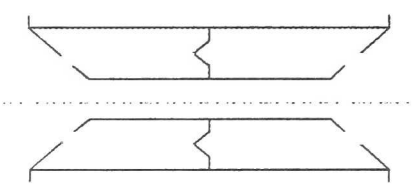


Рис. 4.6. Принципиальная схема гасителя с параллельным резонансным контуром.

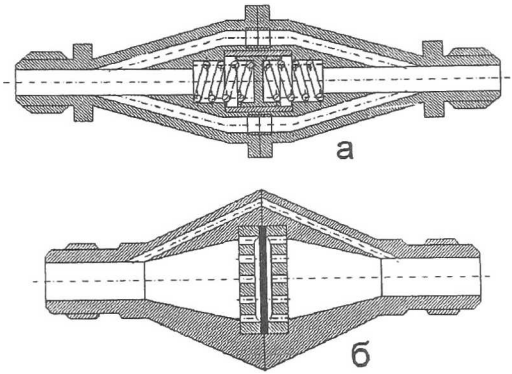


Рис. 4.7. Конструктивные схемы гасителей в виде параллельного резонансного контура:
а - с упругой перегородкой в виде подпружиненного поршня; б - в виде мембраны.

Примеры конструктивных схем гасителей в виде параллельного резонансного контура показаны на рис.4.7. Упругая перегородка на схеме 4.7.а выполнена в виде подпружиненного поршня, на схеме 4.7.б- в виде мембраны. "Узкой" трубкой являются обводные каналы.

В том случае, когда требуется большая длина инерционного канала, резонатор выполняется по схеме, позволяющей значительно сократить его габариты (рис. 4.8), что особенно важно для систем пневмогидроавтоматики.

Корпус 1 такого гасителя выполняется в виде штуцера, во внутреннюю полость которого устанавливается втулка 2, имеющая на наружной поверхности винтовую канавку. При установке втулки 2 в корпус 1 винтовая канавка образует инерционный канал 3. В центральном отверстии втулки устанавливается на пружинах 4 и 5 поршень 6. В свободный торец корпуса 1 вворачивается до упора штуцер 7, который одновременно фиксирует втулку 2. Для обеспечения герметичности между корпусом 1 и штуцером 7 устанавливается уплотнительное кольцо 8.

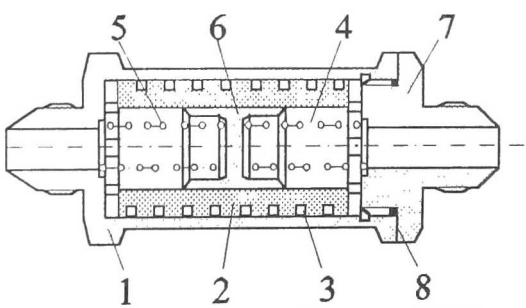


Рис. 4.8. Параллельный резонатор с винтовым инерционным каналом.

Введением в структуры последовательного и параллельного резонансных контуров дополнительных активных и реактивных элементов достигается изменение вида их частотных характеристик. Так шунтирование соединительного канала последовательного резонансного контура (см. рис. 4.9) приводит к более медленному нарастанию сопротивления гасителя в зарезонансной области и более благоприятным фазовым характеристикам, что позволяет расширить полосу эффективного сглаживания колебаний или уменьшить габариты устройства.

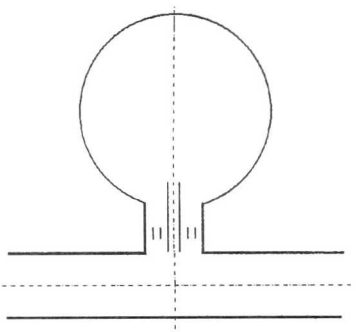


Рис. 4.9. Конструктивная схема шунтированного резонатора.

Этой же цели служит замена упругой мембраны в параллельном резонаторе на упругодемпфирующую вставку (см. рис. 4.10), состоящую из элементов активного и упругого сопротивлений.

Введение резонансных контуров в структуры широкополосных акустических фильтров позволяет повысить эффективность сглаживания колебаний определенных, наиболее ярко выраженных составляющих спектра колебаний, уменьшить размеры и вес гасителей.

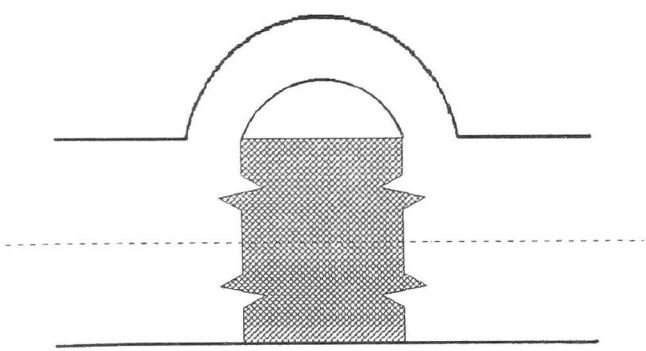


Рис. 4.10. Параллельный резонатор с упругодемпфирующей вставкой.

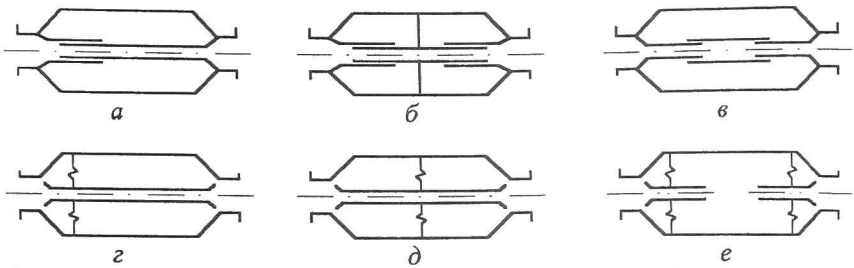


Рис. 4.11. Принципиальные схемы акустических фильтров, содержащих в структуре резонансные контуры.

Примеры простейших акустических фильтров с резонансными контурами показаны на рис. 4.11. В схемах 4.11а,б,в используются ответвленные резонаторы, горла которых представляют собой кольцевые каналы между коаксиальными трубопроводами. Параллельные резонансные контуры (схемы 4.11г,д,е) образованы узкими трубками и упругими перегородками.

4.1.2. Гасители активного типа

Параметры и структура гасителей колебаний активного типа в отличие от реактивных гасителей выбираются из условий максимального рассеяния колебательной энергии потока. Для непроточных магистралей измерительных систем, систем контроля и управления применяются активные гасители колебаний в виде диафрагм, жиклеров, дроссельных пакетов и т.п. в совокупности с расширительными камерами или без них. Для проточных магистралей целесообразно использование гасителей с рассеянием энергии на параллельных сопротивлениях.

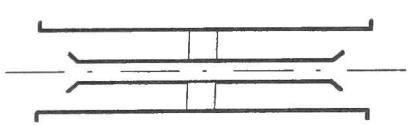


Рис. 4.12. Схема гасителя с рассеянием энергии.

Простейший гаситель с рассеянием энергии инерционного типа реализуется по схеме, представленной на рис. 4.12. Стационарная составляющая потока проходит с относительно малыми потерями через центральную трубку гасителя. По отношению к колебательной составляющей трубка обладает большим инерционным сопротивлением. Поэтому колебательная составляющая в основном от-

ветвляется в кольцевой канал, в котором установлено активное сопротивление, где и происходит рассеяние энергии.

Примеры конструкций инерционных гасителей представлены на рис. 4.13. В конструкции, показанной на рис. 4.13а, рассеяние энергии осуществляется на дросселирующих отверстиях ***m***, в конструкции, показанной на рис. 4.13б,-на кольцевом элементе ***k*** из пористого материала МР.

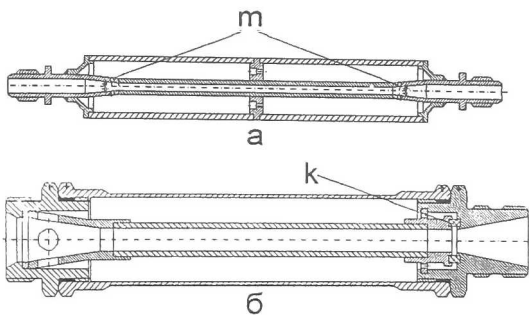


Рис. 4.13.Конструкции инерционных гасителей с рассеянием энергии.

В том случае, когда гаситель не удовлетворяет требованиям качества регулирования процессов в системе, можно использовать быстродействующий RL-фильтр, конструктивная схема которого приведена на рис. 4.14. Гаситель состоит из корпуса 1, в который установлена подвижная втулка 2, имеющая на своей внутренней поверхности выступы 3, выполненные по винтовой линии. Во втулку 2 ввернута коаксиальная втулка 4, имеющая такие же выступы 5 на наружной поверхности.

Между выступами втулок 2 и 4 имеются зазоры, которые образуют соответственно проточный винтовой инерционный канал 6 и непроточный винтовой канал 7. Втулка 2 прижимается пружиной 8 к внутреннему торцу штуцера 10, приваренного к корпусу 1, а втулка 4 прижимается пружиной 9 к внутреннему торцу корпуса 1. При этом зазор имеет минимальную величину, соответствующую максимальной индуктивности канала 6, обеспечивающей

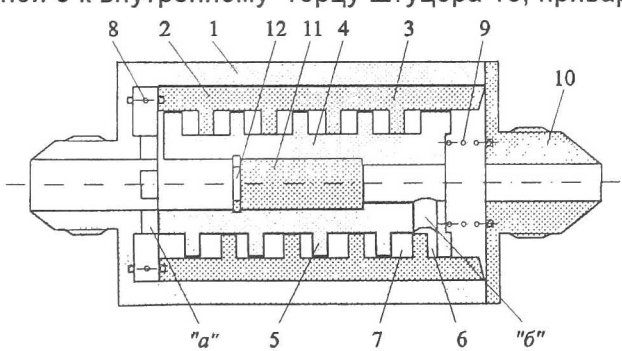


Рис. 4.14. Быстродействующий акустический фильтр.

требуемую эффективность подавления колебаний. Во внутреннем торце корпуса 1 и втулке 4 выполнены радиальные сверления "а" и "б" для подвода рабочей жидкости к инерционному каналу 6. Во втулке 4 установлен дросселирующий элемент 11 из материала МР, закрепленный стопорным кольцом 12. Вместо МР-дросселя может быть выполнен жиклер или диафрагма. Гаситель работает следующим образом. Энергия пульсирующего потока жидкости рассеивается на дросселирующем элементе 11, перепад давления на котором создается за счет инерции жидкости в винтовом канале. Пружины 8 и 9 подобраны и предварительно поджаты так, что втулки 2 и 4 остаются неподвижными до тех пор, пока перепад давления на дросселирующем элементе не превышает наперед заданной величины $\Delta P_{вых}$. Во время переходного процесса в трубопроводной системе перепад давления на гасителе увеличивается и превышает величину $\Delta P_{вых}$. Под действием повышенного перепада давления втулка 4 (или 2, в зависимости от форсирования или дросселирования системы) перемещается, увеличивая проходное сечение проходного канала. При этом сопротивление канала уменьшается, что приводит к повышению быстродействия системы с гасителем. По окончании переходного процесса втулка 4 (или 2) занимает исходное положение, соответствующее требуемой эффективности демпфирования пульсаций. Движение втулки 4 (или 2) осуществляется плавно, без забросов и колебаний, так как происходит демпфирование по непроточному винтовому каналу 7.

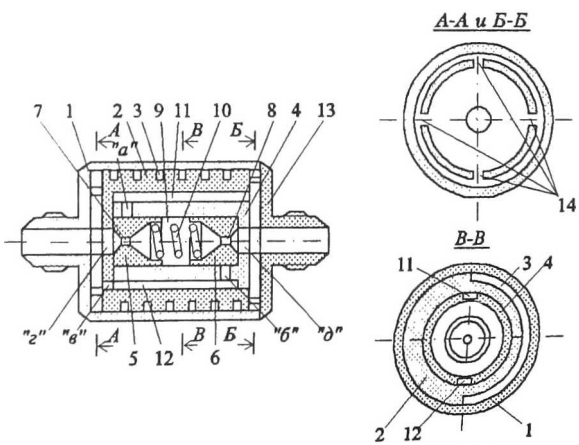


Рис. 4.15. Быстродействующий RL-фильтр.

Быстродействующий RL-фильтр, приведенный на рис. 4.15, состоит из корпуса 1, в который установлен неподвижно стакан 2 со сквозной винтовой канавкой на наружной поверхности. Между внутренней поверхностью корпуса 1 и вин-

товой канавкой стакана 2 образован инерционный канал 3. В полость стакана 2 запрессована до упора втулка 4, внутри которой расположены поршни 5 и 6 с осевыми дросселирующими отверстиями 7 и 8, образующие демпфирующую полость 9. В полости размещена пружина 10, поджимающая поршни 5 и 6 к противоположным торцам втулки 4 и стакана 2. На наружной поверхности втулки 4 выполнены 2 продольных паза 11 и 12, оканчивающиеся сквозными радиальными отверстиями соответственно "а" и "б" Для подвода жидкости к продольному пазу 12 в дне стакана выполнено отверстие "в". Для подвода жидкости к дросселирующим элементам 7 и 8 в стакане 2 и втулке 4 выполнены отверстия "г" и "д" соответственно. Стакан 2 со втулкой 4 поджат до упора в корпус 1 внутренним торцем штуцера 13, приваренного к корпусу 1. На торцах стакана 2 и штуцера 13 выфрезерованы радиальные пазы 14 для подвода жидкости к инерционному каналу 3. Гаситель работает следующим образом. Энергия пульсирующего потока жидкости рассеивается на дросселирующих элементах 7 и 8, перепад давления на которых создается за счет инерции жидкости в винтовом канале 3. Пружина 10 подобрана и предварительно поджата так, что поршни 5 и 6 остаются неподвижными до тех пор, пока перепад давления на дросселирующих элементах не превышает заданной величины. Во время переходного процесса в трубопроводной системе перепад давления на гасителе увеличивается и превышает заданную величину. Под действием повышенного перепада давления поршень 5 (или 6, в зависимости от форсирования или дросселирования системы) перемещается, открывая отверстие "а" (или "б") и осуществляется перепуск жидкости по продольному пазу 11 (или 12), что приводит к повышению быстродействия демпфированной системы. По окончании переходного процесса поршень 5 (или 6) занимает исходное положение, соответствующее максимальной эффективности демпфирования колебаний. Движение поршня 5 (или 6) происходит плавно, без забросов и колебаний, благодаря наличию демпфирующей полости 9.

Эффективная работа гасителя активного типа предполагает выполнение условия максимального поглощения энергии колебаний. Это условие равносильно условию равенства волнового сопротивления гасителя волновому сопротивлению трубопровода между источником колебаний и гасителем (входной трубопровод). Поскольку волновое сопротивление трубопровода при малых гидравлических потерях является активным, так как слабо

зависит от частоты, то для обеспечения условий максимального поглощения энергии структура гасителя должна обеспечивать активный характер волнового сопротивления и минимальное отклонение от постоянного значения во всей полосе подавляемых частот. Принципиальная схема гасителя, имеющего активное волновое сопротивление показана на рис. 4.21.В2. Поток жидкости в гасителе проходит по двум каналам: центральному, ,представляющему собой элемент инерции, и обводному, состоящему из емкости , которая через активные сопротивления связана со входом и выходом. Постоянство и активный характер волнового сопротивления обеспечиваются соответствующим выбором геометрических размеров центрального канала, емкости и гидравлического сопротивления пористых элементов.

Однако с уменьшением частоты подавляемых колебаний, размеры такого гасителя значительно возрастают, что для систем гидравлической и топливной автоматики неприемлемо, поскольку размеры гасителя становятся соизмеримыми или даже превышают размеры агрегатов автоматики. Поэтому предложена схема компактного гасителя , обладающего активным волновым сопротивлением, представленная на рис. 4.16.

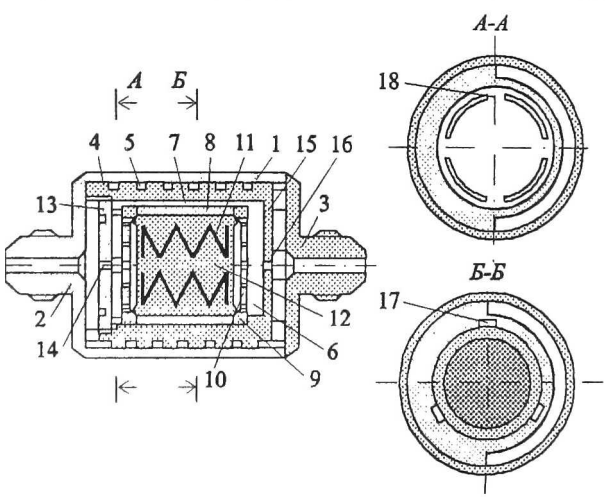


Рис. 4.16. Компактный гаситель с активным волновым сопротивлением.

Гаситель содержит корпус 1 с входным 2 и выходным 3 штуцерами. В корпусе 1 установлен стакан 4 с наружной винтовой канавкой 5 и центральным каналом 6, в котором выполнена расточка 7. В последней размещена демпфирующая цилиндрическая вставка, выполненная в виде кожуха 8 с перфорированными торцами 9, перед которыми установлены и герметично закреплены в кожухе 8 две мембраны 10. Между мембранами 10 установлены параллельно

оси канала 6 пружины 11, а пространство между мембранами 10 и пружинами 11 заполнено материалом 12 с нелинейной жесткостью, например, пористым материалом, полученным прессованием витой проволоки, стружек и т.д. Перед демпфирующей вставкой в корпусе 1 установлен дросселирующий элемент 13, выполненный в виде резьбовой пробки с центральным отверстием 14, с помощью которой кожух 8 прижат к стакану 4. После демпфирующей вставки в корпусе 1 установлен дросселирующий элемент 15, выполненный заодно со стаканом 4 в виде его торца с отверстием 16. Внутри стакана 4 выполнены продольные пазы 17, а в дросселирующем элементе 13 - радиальные пазы 18. Усилие предварительного поджатия пружины 11 и материала 12 выбрано таким, что при подводе рабочего давления жидкости мембраны 10 устанавливаются в среднее положение. Постоянная составляющая расхода жидкости проходит через винтовую канавку 5, являющуюся инерционным каналом, и частично через отверстие 14, продольные пазы 17 и отверстие 16.

Переменная составляющая расхода, для которой винтовая канавка 5 представляет значительное сопротивление, продавливается через отверстие 14 и взаимодействует с мембранами 10. При колебаниях мембран 10 происходит интенсивное рассеивание энергии переменной составляющей расхода на перфорированных торцах 9 кожуха 8, продольных пазах 17 стакана 4 и отверстиях 14 и 16. Наличие материала 12 с нелинейной жесткостью между мембранами 10 обеспечивает интенсивное затухание колебаний расхода и давления рабочей жидкости, а также предохраняет мембраны 10 от прорыва пружинами 11 и обеспечивает их расположение параллельно каналу 6, что повышает работоспособность устройства. Подбором параметров демпфирующей вставки, дросселирующих элементов 13 и 15 и размеров винтовой канавки 5 может быть получено активное волновое сопротивление КУ.

Для повышения эффективности подавления колебаний в гидравлической системе, расположенной за гасителем, при одновременном обеспечении минимальных амплитуд колебаний в трубопроводе между источниками колебаний и гасителем, следует использовать комбинированные структуры гасителей. Такие структуры предполагают расположение внутри гасителя реактивных ячеек и контуров, а периферийные ячейки выполняются по схемам, обеспечивающим характер волнового сопротивления, близкий к активному. Защита от пульсаций гидравлических сис-

тем управления, работающих в непроточном режиме при кратковременных пиковых расходах (системы управления шасси, интерцепторов, закрылков и т.д.), может быть обеспечена гасителями с малыми проходными сечениями, что позволяет значительно уменьшить их вес и габариты.

Однако занижение проходных сечений приводит к резкому возрастанию гидравлического сопротивления гасителя на пиковых расходах и уменьшению быстродействия систем. Поэтому целесообразно для данных систем применение гасителей с регулируемым проходным сечением. Пример гасителя с регулируемым проходным сечением, выполненного по схеме, обеспечивающей реализацию активного волнового сопротивления, показан на рис. 4.17.

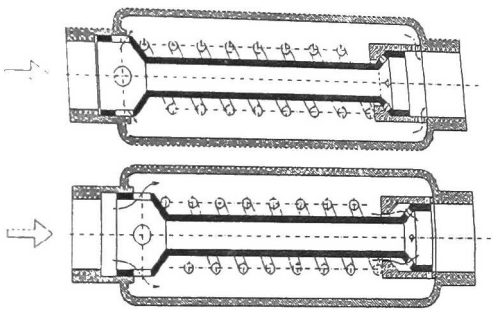


Рис. 4.17. Гаситель колебаний с регулируемым проходным сечением.

4.1.3. Гасители для систем топливопитания ЖРД

К особенностям использования гасителей в системах топливопитания ЖРД следует отнести сравнительно малые частоты демпфируемых колебаний. В этих условиях для уменьшения габаритов гасителей его емкость, как правило, имеет газовую полость, отделенную от жидкостной упругой непроницаемой перегородкой. Наибольшее применение нашли гасители (или демпферы, как принято их называть у разработчиков ПГС ЖРД), выполненные по схеме RC-фильтра (см. рис. 4.9). В качестве упругих перегородок в конструкциях таких демпферов используются мембраны, сильфоны, трубки из эластичных материалов. Газовая полость выполняется либо замкнутой, заряженной до определенного давления (ампульная схема), либо сообщенной с газовой линией наддува топливных емкостей (в этом слу-

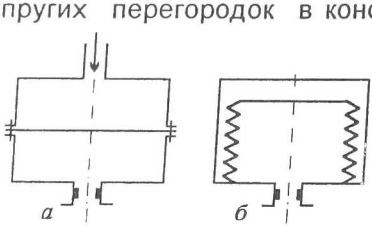


Рис. 4.18.

чае упругий элемент статически разгружен) (см. рис. 4.18).

Поскольку известные КУ такого типа имеют низкую надежность, в частности при гидроударах, предложена схема более эффективного и надежного устройства (рис. 4.19). Устройство содержит установленные внутри тупикового ответвления 1 трубопровода 2 на жесткой перегородке 3 демпфирующие элементы 4 и 5 с глухими торцами 6 и 7, упругодемпфирующие упоры 8 и 9 и пружины 10 и 11. Корректирующее устройство работает следующим образом. При возникновении в рабочей среде, протекающей по трубопроводу 2, гидравлического удара или пульсаций последние воздействуют на демпфирующие элементы 4 и 5, установленные внутри тупикового ответвления 1, выполненные в виде сильфонных оболочек с глухими торцами 6 и 7. Оболочки сжимаются одновременно с пружинами 10 и 11 и тем самым демпфируют пульсации давления и гидравлический удар. Чтобы исключить повреждение оболочек при гидравлических ударах значительной силы, внутри последних установлены упругодемпфирующие упоры 8 и 9, которые при соприкосновении с торцами 6 и 7 дополнительно рассеивают избыточное давление в трубопроводе 2. Упоры 8 и 9 могут быть выполнены из материала типа МР. Последовательная установка демпфирующих оболочек 4 и 5 обеспечивает подбор требуемой степени подавления колебаний рабочей среды.

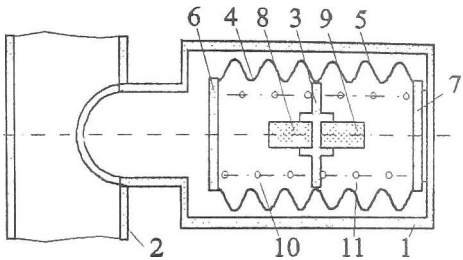


Рис. 4.19.

Мембранные демпферы выполняются только по схеме статически разгруженной упругой перегородки (рис. 4.20). При этом статический перепад давления на мембранном узле (из-за потерь на трение по длине трубопровода от бака с рабочим телом до сечения установки демпфера) не должен достигать значения, при котором мембрана ложится на упоры. Высокой эффективностью обладает демпфер с упругим разделителем, выполненным в виде трубки из эластичного материала. Конструктивно он представляет собой цилиндр, по оси которого проходит трубопровод с внутренним диаметром, равным диаметру магистрали, в которую устанавливается демпфер.

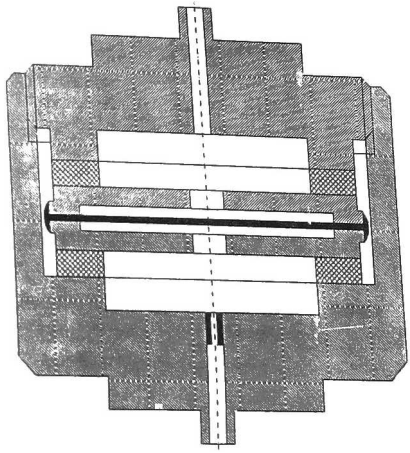


Рис. 4.20.

Внутренний трубопровод имеет один или несколько поясов отверстий, количество которых и диаметр определяются исходя из необходимой величины коэффициента гидравлического сопротивления.

Демпфер может быть выполнен как по ампульной схеме, так и с наддувом газовой полости.

4.1.4. Фильтры - гасители

Рассмотренные в предыдущих разделах корректирующие устройства (гасители колебаний) могут быть выполнены не только в виде отдельных конструкций, устанавливаемых вместо отрезка трубопровода, но и в виде специальных переходников, встроенных непосредственно в корпуса гидромеханических агрегатов (рис. 4.21).

Такое компактное конструктивное исполнение обеспечивает не только высокую эффективность при минимальных габаритах КУ, но и позволяет создавать агрегаты с требуемыми динамическими свойствами, гарантирующими их стабильную, устойчивую работу в любой системе.

В связи с этим целесообразно использовать для установки корректирующих устройств типовые агрегаты и элементы ПГС. К таким элементам в первую очередь относятся гидравлические фильтры для очистки рабочей жидкости, которые применяются практически во всех гидравлических и газовых системах не только двигателей и ЛА, но и в станках, машинах и других промышленных установках. Если доработать конструкции гидравлических фильтров с целью получения заданных динамических свойств, то, кроме очистки жидкости, фильтры могут выполнять функции подавления колебаний и акустической развязки систем в случае резонансных явлений или неустойчивой работы.

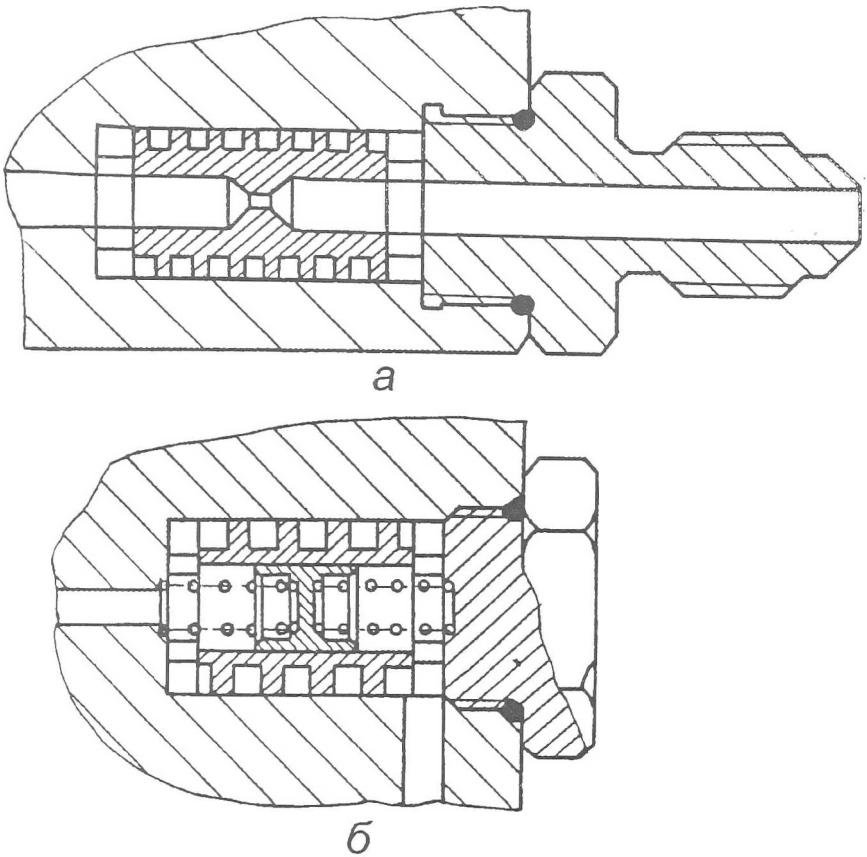


Рис. 4.21. Конструктивные схемы встроенных в агрегаты корректирующих устройств:
а - RL-фильтр; б - параллельный резонатор.

Рассмотрим разработанные нами фильтры-гасители, защищенные авторскими свидетельствами на изобретения.

На рис. 4.22 приведена конструктивная схема гидравлического фильтра-гасителя, разработанного на основе фильтров, используемых в гидронасосах /11, 116/.

Фильтр-гаситель состоит из корпуса 1, пакета фильтрующих дисков 2, установленных на каркасе 3 и поджатых к упорному бурту 4 каркаса навинчивающимся на каркас корпусом перепускного клапана 5. Каркас в собранном виде устанавливается в корпус до упора буртом 4 в днище корпуса и поджимается крышкой 6

через пружину 7. Герметичность полости фильтра обеспечивается резиновыми кольцами 8 и 9. В корпусе выполнены входное 10 и выходное 11 отверстия. На каркасе 3 напротив входного отверстия 10 установлено магнитное кольцо 12. В каркасе 3 выполнены входные отверстия 13 и дросселирующие отверстия 14, между которыми на наружной поверхности каркаса выфрезерованы продольные пазы 15.

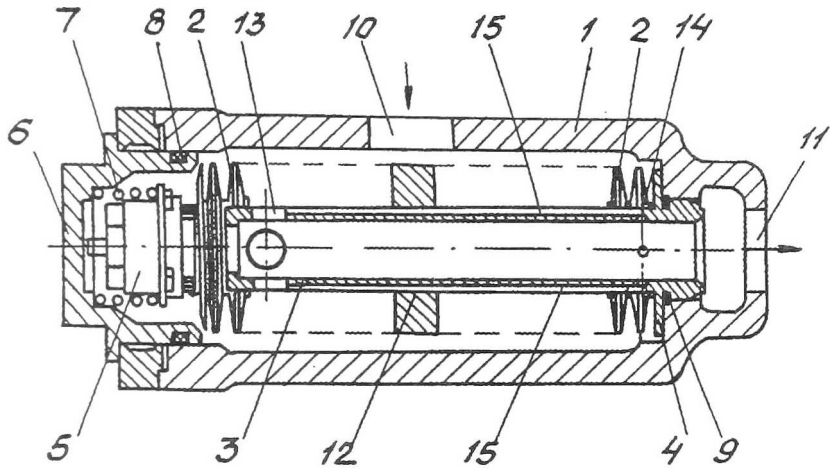


Рис. 4.22. Конструктивная схема фильтра-гасителя.

Гидравлический фильтр работает следующим образом. Жидкость через отверстие 10 поступает в полость фильтра и, протекая через пакет фильтрующих дисков 2, очищается и проходит через отверстия 13, 14 и внутренний канал каркаса на выход из фильтра. Металлические частицы задерживаются магнитным кольцом 12, что предохраняет от разрушения диски 2. В случае сильного загрязнения фильтрующих дисков увеличивается перепад давления на фильтре, открывается клапан 4 и перепускает жидкость по каналу каркаса в систему.

Дополнительная функция фильтра (подавление пульсаций рабочей жидкости и акустическая развязка частей системы, в которую фильтр установлен, с целью исключения резонансных режимов работы) обеспечивается благодаря реализации в канале каркаса требуемого индуктивного сопротивления. Как известно /151/, индуктивное сопротивление канала

$$Im\, Z_k = \frac{4\rho l_k}{\pi d^2}\omega, \qquad (4.1)$$

где ImZ_k - мнимая часть импеданса канала; ρ - плотность рабочей жидкости; l_k - длина канала; d - диаметр канала; ω - круговая частота $\omega=2\pi f$; f - частота колебаний (Гц). Из выражения (4.1) следует, что для стационарной составляющей потока ($\omega=0$) $ImZ_k=0$, а с ростом частоты колебаний увеличивается сопротивление канала, и начиная с некоторой частоты f_1, сопротивление канала для переменной (пульсирующей) составляющей потока жидкости становится большим и пульсирующий поток через канал не проходит, а продавливается через дросселирующие отверстия 14, на которых рассеивается энергия колебаний рабочей среды. Таким образом, зная частоту $f_{зад}$, начиная с которой необходимо обеспечить заданное сопротивление канала $R_{зад}$ для подавления пульсаций рабочей жидкости, можно определить геометрические параметры канала, например, его длину l при соответствующем (выбранном) значении диаметра d:

$$l_k \geq \frac{R_{зад} d^2}{8\rho f_{зад}}. \qquad (4.2)$$

Таким образом, разработанный гидравлический фильтр кроме очистки жидкости обеспечивает требуемое подавление пульсаций рабочей среды и акустические характеристики, исключающие возможность возникновения резонансных колебаний в системе. Конструктивно такой фильтр-гаситель может быть выполнен встроенным непосредственно в корпус гидронасоса или другого агрегата, когда кроме очистки жидкости необходимо обеспечить требуемые динамические характеристики агрегата.

Другой гидравлический фильтр, служащий одновременно для акустической развязки контуров гидромеханической системы и повышения запасов устойчивости, изображен на рис. 4.23 /8/. Он состоит из корпуса 1, фильтрующего элемента 2, предохранительного клапана 3, входного 4 и выходного 5 штуцеров. Параллельно выходному каналу 6 корпуса 1 установлена трубка 7, а в выходном канале между точками входа и выхода трубки размещена перегородка 8 с дросселирующим отверстием 9. Байпасно перегородке 8 в канале 12 установлен подпружиненный клапан 10 с упором 11 максимального хода. Полость 13 фильтрата сообщена с выходным каналом 6.

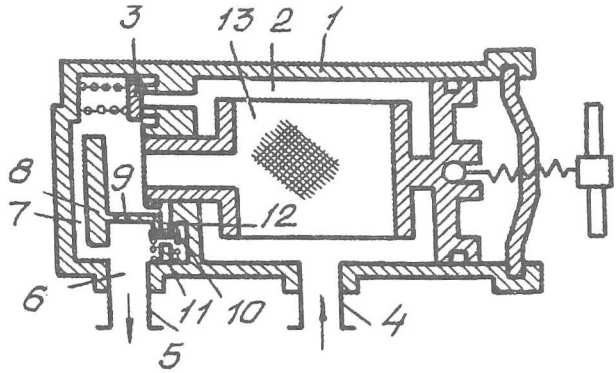


Рис. 4.23. Конструктивная схема гидравлического фильтра с встроенным корректирующим устройством.

Известно, что в трубопроводной цепи не возникает отраженных волн и резонансных явлений, снижающих запас устойчивости системы, если к одному из ее концов подсоединить акустическую нагрузку с активным сопротивлением, равным волновому сопротивлению трубопровода /151/. Такая акустическая нагрузка в предложенном гидравлическом фильтре реализуется байпасно подсоединенными трубкой 7, дросселем 9 и клапаном 10.

Имея в виду, что внутренняя полость фильтра достаточно большая и при частоте автоколебаний в системе ω_a реализуется практически акустически открытый конец для соединительного трубопровода, можно записать выражение для входного импеданса параллельно соединенных трубки 7, дросселя 9 и клапана 10 в виде

$$Z_{вх} = \frac{jRL\omega_a}{R + jL\omega_a}, \qquad (4.3)$$

где R суммарное динамическое (гидравлическое) сопротивление дросселя 9 и клапана 10; L - акустическая индуктивность трубки; $j = \sqrt{-1}$.

При написании формулы (4.3) предполагалось, что активное гидравлическое сопротивление трубки 7 пренебрежимо мало по сравнению с ее инерционным сопротивлением и сопротивлением дросселирующего отверстия 9.

Коэффициент отражения волн давления от фильтра в выходном штуцере определяется выражением /151/

$$\Gamma_p = \frac{Z_в - Z_{вх}}{Z_в + Z_{вх}}, \qquad (4.4)$$

где $Z_в = \rho c / S_{шт}$ волновое сопротивление трубопровода на выходе из фильтра с площадью поперечного сечения, равной площади проходного сечения выходного штуцера 5. Подставив в формулу (4.4) выражение для $Z_в$ из (4.3) и преобразовав, получим

$$\Gamma_p = \frac{R + j\left[1 - (R / Z_в)\right] L\omega_a}{R + j\left[1 + (R / Z_в)\right] L\omega_a}. \qquad (4.5)$$

Модуль коэффициента отражения на основе (4.5) определяется выражением

$$\left|\Gamma_p\right| = \sqrt{\frac{R^2 + \left[1 - (R / Z_в)\right]^2 (L\omega_a)^2}{R^2 + \left[1 + (R / Z_в)\right]^2 (L\omega_a)^2}}. \qquad (4.6)$$

Для того, чтобы не возникали резонансные явления в выходном трубопроводе фильтра, способствующие потере устойчивости системы, необходимо, чтобы коэффициент отражения Γ_p был минимален. Из формулы (4.6) следует, что указанное условие обеспечивается при $R = Z_в$. Тогда из (4.6) можно определить требуемую акустическую индуктивность трубки $L_{тр}$ при минимально допустимом модуле коэффициента отражения $|\Gamma_p|_{доп}$

$$L_{тр} = \frac{Z_в}{2\omega_a} \sqrt{\frac{1}{\left|\Gamma_p\right|^2_{доп}} - 1}. \qquad (4.7)$$

При $|\Gamma_p|_{доп}$ = 0,1... 0,2 требуемая индуктивность трубки, определенная по формуле (4.7), будет равна

$$L_{тр} = (2,4...5)\frac{Z_в}{\omega_a}. \qquad (4.8)$$

Так как акустическая индуктивность трубки определяется по формуле $L = \rho L_{тр} / S_{тр}$, то задавшись длиной трубки $L_{тр}$ можно

определить из (4.8) с учетом выражения $Z_в=\rho a/S_{шт}$ требуемую площадь поперечного сечения трубки

$$S_{тр}=\frac{S_{тр}L_{тр}\omega_a}{(2,4...5)a}. \qquad (4.9)$$

Из (4.9) следует, что чем меньше длина трубки, тем меньше требуемая ее площадь поперечного сечения. Однако с уменьшением $S_{тр}$ увеличивается гидравлическое сопротивление трубки, что является недопустимым. Поэтому в гидравлических фильтрах, например, систем гидроавтоматики авиационных двигателей диаметр трубки должен быть не менее 4 мм.

По условию работы фильтра суммарное гидравлическое сопротивление дросселя и подпружиненного клапана при изменении режима работы изделия должно оставаться постоянным и равным $Z_в$. Поэтому параметры клапана подбираются такими, что на малом режиме работы изделия параллельно трубке подключено только дросселирующее отверстие, а клапан закрыт. При этом площадь сечения дросселирующего отверстия определяется из равенства его линеаризованного сопротивления

$$R_{др}=\frac{2(\Delta P_{тр})_{min}}{Q_{др}}, \qquad (4.10)$$

волновому сопротивлению трубопровода $Z_в$. В выражении (4.10) $Q_{др}$ - объемный расход жидкости через дросселирующее отверстие, определяемый по формуле

$$Q_{др}=\mu_{др}S_{др}\sqrt{\frac{2}{\rho}(\Delta P_{тр})_{min}}. \qquad (4.11)$$

Подставив (4.11) в (4.10), получим

$$R_{др}=\sqrt{\frac{2\rho(\Delta P_{тр})_{min}}{\mu_{др}S_{др}}}. \qquad (4.12)$$

Приравнивая (4.12) к выражению $Z_в=\rho a/S_{шт}$, будем иметь

$$S_{др}=\frac{S_{шт}}{\mu_{др}a}\sqrt{\frac{2(\Delta P_{тр})_{min}}{\rho}}. \qquad (4.13)$$

Для исключения засорения минимальный диаметр дросселирующего отверстия должен быть не менее 1 мм. В том случае, когда полученная по формуле (4.13) площадь дросселя $S_{др}$ соответствует диаметру менее 1 мм, необходимо применять пакет последовательных дросселей с большим диаметром отверстий.

При максимальном режиме работы изделия реализуется максимальный расход рабочей среды через фильтр и соответственно максимальный перепад давления на трубке $(\Delta P_{шр})_{max}$. Для данного режима должно соблюдаться равенство суммарного сопротивления дросселя и клапана волновому сопротивлению трубопровода на выходе из фильтра. Тогда предполагая равенство коэффициентов расхода дросселирующего отверстия и клапана, аналогично (4.13) можно записать

$$S_{др}+S_{кл}=\frac{S_{шт}}{\mu_{др}\,a}\sqrt{\frac{2\,(\Delta P_{тр})_{min}}{\rho}} \qquad (4.14)$$

Из (4.14) может быть определена требуемая площадь открытия клапана на максимальном режиме

$$S_{кл}=\frac{S_{шт}}{\mu_{др}\,a}\sqrt{\frac{2\,(\Delta P_{тр})_{max}}{\rho}}-S_{др}. \qquad (4.15)$$

После подстановки в (4.15) вместо $S_{др}$ выражение (4.13), будем иметь

$$S_{кл}=\frac{S_{шт}}{\mu_{др}\,a}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\left[\sqrt{(\Delta P_{тр})_{max}}-\sqrt{(\Delta P_{тр})_{min}}\right]. \qquad (4.16)$$

Из условия открытия клапана на максимальном режиме работы изделия на величину зазора δ можно определить требуемую жесткость пружины

$$\gamma_{пр}=\frac{\pi d_c^2\left[(\Delta P_{тр})_{max}-\Delta P_{тр})_{min}\right]}{4\delta} \qquad (4.17)$$

Имея в виду, что $S_{кл}=\pi\, d_c\, \delta$, можно преобразовать формулу (4.17) к виду

$$\gamma_{пр}=\frac{x^2 d_c^3\left[(\Delta P_{тр})_{max}-\Delta P_{тр})_{min}\right]}{4S_{кл}} \qquad (4.18)$$

Таким образом, если выбрать параметры трубки 7, дросселирующего отверстия 9 и клапана 10 в соответствии о формулами (4.9), (4.13), (4.16) и (4.17), на гидравлическом фильтре при основных режимах работы изделия реализуется неотражающая нагрузка, при которой будет наибольший запас устойчивости системы и минимальные акустические нагрузки.

Гидравлический фильтр при выполнении дополнительной функции работает следующим образом. Возникшие в системе возмущения в виде изменения давления (расхода) распространяются по трубопроводу на выходе из фильтра и достигают выходного его штуцера. Так как на выходе из фильтра реализована акустическая нагрузка с активным сопротивлением, равным волновому сопротивлению трубопровода, то падающие волны проходят в фильтр без отражения и затухают на дросселирующем отверстии и клапане. Таким образом, разрывается акустическая обратная связь в трубопроводе на выходе из фильтра, что исключает резонансные явления в трубопроводе и повышает запас устойчивости системы.

Еще одна конструкция фильтра-гасителя разработана на базе гидравлического фильтра, наиболее широко используемого в трубопроводных магистралях /9, 116/. Конструктивная схема такого устройства изображена на рис. 4.24.

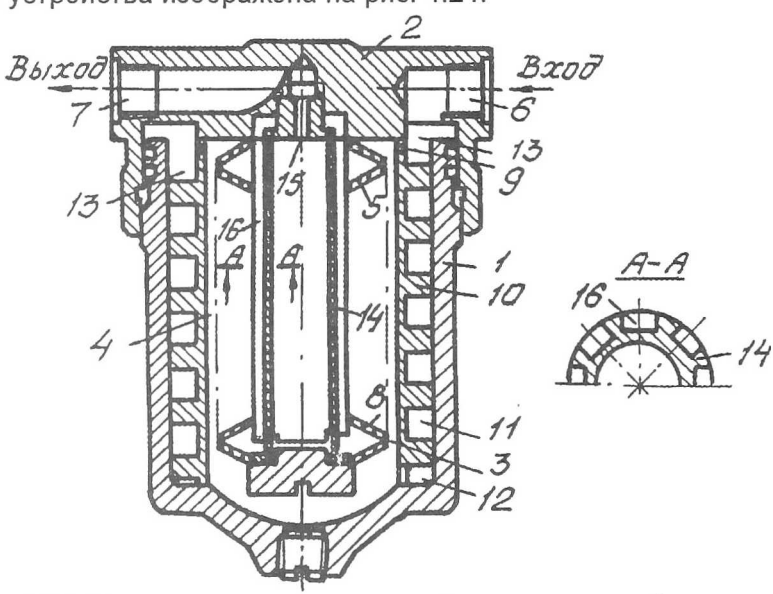


Рис. 4.24. Конструктивная схема гидравлического фильтра-гасителя.

Предложенный фильтр-гаситель содержит корпус 1, крышку 2, фильтрующий элемент 3, установленный в корпусе 1 с образованием полостей 4 и 5 исходной жидкости и очищенной соответственно, подводящий и отводящий штуцеры 6 и 7, капиллярную трубку 8, дроссель 9, втулку 10, установленную в полости 4 вокруг фильтрующего элемента 3. Втулка 10 выполнена с винтовым каналом 11, выход 12 которого сообщен о полостью 4, а вход 13 - с подводящим штуцером 6 и через дроссель 9 - с полостью 4.

Опорный каркас фильтрующего элемента 3 выполнен в виде полого стакана 14 с цилиндрическим каналом 15 и продольными пазами 16 на наружной поверхности. Полость 5 фильтрата образована внутренней поверхностью фильтрующего элемента 3 и поверхностями продольных пазов 16, а внутренняя полость стакана 14 сообщена через цилиндрический канал 15 с отводящим штуцером 7 и через капиллярную трубку 8 - с полостью 5 фильтрата. Дроссель 9 шунтирует винтовой канал 11. Капиллярная трубка 8 накручена на стакан 14 в виде спирали. Винтовой канал 11 может быть образован внутренней поверхностью корпуса 1 и винтовым пазом на наружной поверхности втулки 10.

Поступающая в фильтр через подводящий штуцер 6 жидкость попадает в винтовой канал 11, представляющий малое гидравлическое сопротивление для постоянной составляющей потока, что позволяет практически всей жидкости проходить по винтовому каналу 11 и незначительной ее части через дроссель 9 - в полость 4 исходной жидкости. Отфильтрованная жидкость поступает в полость 5 фильтрата и далее по пазам 16 в отводящий штуцер 7. Винтовой канал 11 представляет собой значительное инерционное сопротивление по отношению к переменной составляющей потока жидкости, вследствие чего на нем возникает динамический перепад давления, под действием которого жидкость продавливается через дроссель 9. Происходит рассеивание энергии колебаний. При совпадении частоты колебаний рабочей среды с собственной частотой колебательного контура, образованного полостью стакана 14 и цилиндрическим каналом 15, происходит дополнительное снижение амплитуды колебаний жидкости на выходе из фильтра. Это связано с тем, что при резонансной частоте контура его выходное сопротивление становится минимальным и колебания рабочей среды практически полностью поглощаются им. Капиллярная трубка 8 служит для удаления воздушных пузырьков из внутренней полости стакана. Динамическое входное сопротивление капиллярной трубки более

чем на два порядка больше сопротивления цилиндрического канала 15 и практически не оказывает воздействия на эффективность демпфирования колебаний.

Таким образом, разработанные конструкции гидравлических фильтров-гасителей обеспечивают кроме очистки жидкости еще и требуемые динамические характеристики системы, в которой они устанавливаются.

Однако в случае засорения фильтрующих элементов на фильтре увеличивается перепад давления, что снижает его надежность, приводит к изменению его динамических характеристик и что может привести к снижению работоспособности системы. Для устранения указанных недостатков предложен гидравлический фильтр, изображенный на рис. 4.25.

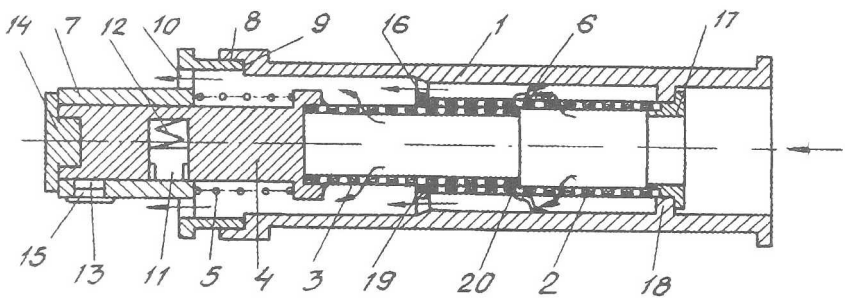


Рис. 4.25. Конструктивная схема гидравлического фильтра, поддерживающего постоянный перепад давления.

Фильтр состоит из корпуса 1, фильтрующего элемента, состоящего из двух частей 2 и 3, штока 4, поджатого пружиной 5, ребер жесткости с выступами 6, стакана 7, установленного в цилиндрическую проточку 8 до упора в торец 9, каналов 10 для подачи рабочей среды, штифта 11, поджатого пружиной 12, фиксирующего отверстия 13, упора 14, вворачивающегося в шток 4 до упора в свободный торец. В фиксирующем отверстии 13 установлен кнопочный выключатель 15. Фильтрующий элемент 2 установлен неподвижно в перфорированный упор 16 корпуса 1 и втулку 17, запрессованную в торцевую цилиндрическую проточку 18 корпуса 1. Фильтрующий элемент 3 запрессован в торец штока 4. На контактирующих торцах фильтроэлементов 2 и 3 установлены уплотнительные резиновые кольца 19 и 20.

Фильтр работает следующим образом. Рабочая жидкость, проходя через отверстие втулки 17, внутренние стенки фильтрующих элементов 2 и 3, очищается от механических примесей и

по кольцевому зазору поступает через отверстия 10 к потребителю. По мере засорения фильтрующих элементов перепад давления на фильтре увеличивается и, достигнув определенной величины, начинает смещать шток, первоначально находящийся на упоре 14, преодолевая усилие пружины 5, жесткость которой выбирается из условия перемещения штока при заданном (допустимом) перепаде давления на фильтрующем элементе. При перемещении штока происходит открытие дополнительной незагрязненной части фильтрующих элементов, что позволяет поддерживать перепад давления на фильтре не выше заданной величины, а значит повышает надежность и эффективность работы фильтра. Перемещение штока происходит до тех пор, пока штифт 11, поджатый пружиной 12, не войдет в фиксирующее отверстие 13 стакана 7. При этом срабатывает установленный в отверстии 13 кнопочный выключатель 15, сигнализирующий о максимальном засорении фильтра при максимальном раскрытии фильтрующих элементов. В таком положении фильтрующих элементов осуществляется их очистка обратной продувкой (проливкой) сжатой очищенной рабочей средой, подаваемой через отверстия 10 в полость фильтра. После очистки фильтра он приводится в исходное состояние путем снятия штифта 11 с упора в фиксирующем отверстии 13 и вновь может быть использован для очистки рабочей среды.

Представленные конструкции гидравлических фильтров могут быть использованы в гидромеханических и топливных системах не только для очистки рабочей жидкости, но и для совершенствования динамических характеристик систем и агрегатов.

4.2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА КОРРЕКТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Научные основы теории расчета корректирующих устройств были заложены в работах по шумоглушению. Наиболее полно они изложены в трудах академика Н.Н.Андреева, давшего метод расчета ячеистого глушителя как акустического фильтра. Впоследствии основные направления работ по шумоглушению были развиты применительно к проблемам подавления пульсаций рабочей среды в трубопроводных системах исследованиями Ю.Н.Гризодуба, Б.К.Шапиро, А.С.Владиславлева, В.В.Бердникова и других авторов /3, 17, 48, 151/.

Наибольшее распространение в практике получили методы, базирующиеся на линейных или линеаризованных моделях периодического течения жидкости. В виду подобия уравнений, описывающих распространение вынужденных колебаний в трубопроводах и электрических линиях, для анализа динамических процессов в трубопроводных цепях оказалось возможным применение хорошо разработанных в электротехнике методов многополюсников. Согласно системе электрогидравлических аналогий расширительные полости и упругие перегородки рассматриваются как элементы емкостного сопротивления, зауженные участки трубопровода - элементы инерционного (индуктивного) сопротивления, диссипативные элементы (дроссели, жиклеры, диафрагмы) как активные сопротивления (резисторы). Среди многополюсников в гидродинамике наибольшее распространение получили двух и четырехполюсники. Понятие четырехполюсника удобно для обобщения характерных свойств линейных цепей, при котором полюса разделены на входную и выходную группы.

Уравнения, связывающие комплексные амплитуды давления P_i и расхода Q_i рабочей среды на входе ($i=1$) и выходе ($i=2$) гидравлического устройства, как пассивного четырехполюсника, имеют вид:

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{Vmatrix} A(\omega)\ B(\omega) \\ C(\omega)\ D(\omega) \end{Vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix}, \qquad (4.19)$$

где $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ - частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи устройства; ω круговая частота колебаний.

Использование метода многополюсника и системы электрогидравлических аналогий позволяет не только рассчитать корректирующее устройство, но и облегчить понимание принципа действия и схемного решения гасителя.

В своей структуре КУ может содержать произвольное число реактивных и диссипативных элементов, соединенных параллельно или последовательно. Каждый элемент, в свою очередь, может быть представлен простейшим двух или четырехполюсником.

В качестве основных характеристик КУ, как пассивного четырехполюсника, приняты волновые сопротивления со стороны

входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_C:

$$Z_{c1} = \sqrt{\frac{A(\omega)\cdot B(\omega)}{C(\omega)\cdot D(\omega)}},$$

$$Z_{c2} = \sqrt{\frac{B(\omega)\cdot D(\omega)}{A(\omega)\cdot C(\omega)}}, \qquad (4.20)$$

$$K_c = \left|\sqrt{A(\omega)\cdot D(\omega)} + \sqrt{B(\omega)\cdot C(\omega)}\right|.$$

Для достижения наибольшей эффективности подавления колебаний волновые сопротивления гасителя со стороны входа и выхода должны максимально соответствовать динамическим характеристикам соответственно источника колебаний и защищаемой системы. Кроме того эффективность работы КУ будет тем больше, чем больше величина K_C.

Для гасителей, которые могут быть представлены как двухполюсники, используются другие характеристики. Так для гасителя, выполненного по схеме ответвленного резонатора используется комплексное сопротивление - импеданс, который в общем виде записывается:

$$Z_{o.p.} = Re Z_{o.p.}(\omega, A, G) + j\, Im\, Z_{o.p.}(\omega, A, G), \qquad (4.21)$$

где A, G - соответственно амплитуда колебаний и постоянная составляющая расхода.

Для КУ, выполненного по схеме параллельного резонатора используется проводимость:

$$Y_{n.p.} = Re Y_{n.p.}(\omega, A_{\Delta P}, \Delta P) + j\, Im\, Y_{n.p.}(\omega, A_{\Delta P}, \Delta P), \qquad (4.22)$$

где $A_{\Delta P}$, ΔP- амплитуда и постоянная составляющая перепада давления.

В некоторых работах предложены и другие системы параметров, характеризующих ту или иную схему гасителя. Такое

многообразие характеристик существенно затрудняет выбор оптимальной структуры гасителя.

В связи с этим был предложен подход, основанный на универсальной расчетной модели КУ (см. рис. 4.26). Эта модель позволила:

представить схемы большинства гасителей как частные случаи обобщенной структуры;

- осуществить анализ влияния составляющих элементов и их параметров на собственные характеристики гасителей;
- провести сравнение акустических и гидравлических характеристик гасителей при фиксированных габаритах.

Классификация структур гасителей представлена на рис.4.26. Здесь структуры разделены на 5 блоков. В блоке А приведены схемы простейших гасителей, уже рассмотренных ранее.

Динамические модели этих устройств представляются в виде двухполюсников, однако для общности последующего анализа на рисунках приведены их схемы и в виде четырехполюсников /11/. По аналогии с электрическими цепями, простейшими элементами, преобразующими сигналы в гидромагистралях, являются: гидродросселъ (аналог активного сопротивления), расширительная полость или упругая перегородка (аналоги электрической емкости), проточный канал зауженного по отношению к основной магистрали сечения (аналог индуктивности). Эффект от их действия реализуется за счет диссипации (гидродроссель) или перераспределения (расширительная полость, проточный канал) энергии колебательного потока.

Для достижения большей эффективности гашения колебаний применяют двухэлементные гасители в виде:

последовательного резонансного контура, размещаемого в ответвлении по отношению к основной магистрали (4.26.А2);

параллельного резонансного контура, устанавливаемого непосредственно на пути распространения колебаний в основной магистрали (4.26.А4);

RL-фильтра, размещаемого также в основной магистрали (4.26.А3).

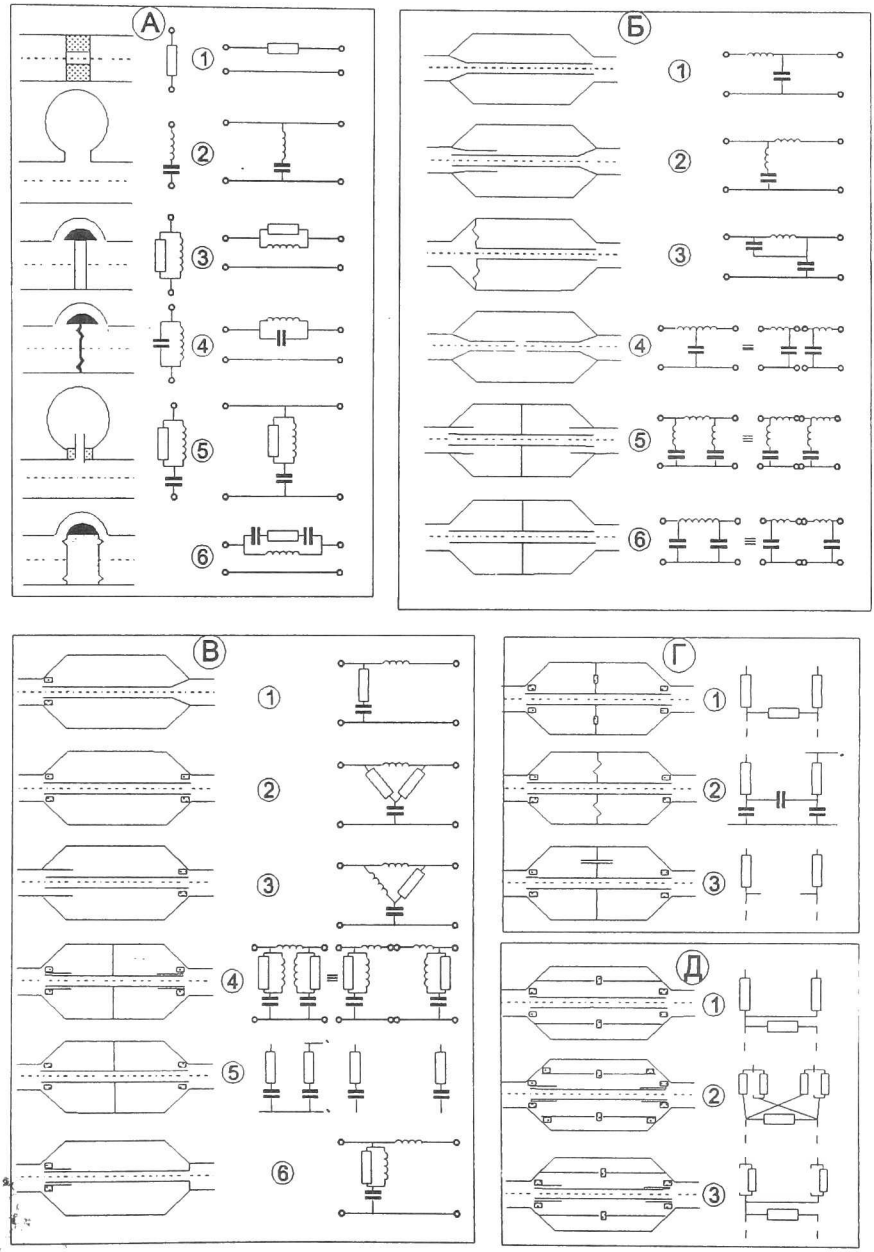


Рис. 4.26. Классификация структур гасителей.

Введением в структуры А2....А4 дополнительных активных и реактивных элементов достигается изменение вида их частотных характеристик. Так, шунтирование соединительного канала последовательного резонансного контура (см рис. 4.26.А5). приводит к более медленному нарастанию сопротивления гасителя в зарезонансной области и более благоприятным фазовым характеристикам, что позволяет расширить полосу эффективного сглаживания колебаний или уменьшить габариты устройства. Этой же цели служит замена упругой мембраны в параллельном резонаторе на упругодемпфирующую вставку (рис. 4.26.А6) /7/, состоящую из элементов активного и емкостного сопротивлений. Важно отметить, что все представленные схемы едины в принципах структурной реализации, так как содержат элементы либо в параллельных, либо в последовательных плечах. Это позволяет обобщить структуры гасителей блока А в структуре, изображенной на рис. 4.27. В приведенной схеме элемент X образован совокупностью элементов X_i ,каждый из которых в свою очередь может быть образован такой же совокупностью элементов, как и элемент X. Следовательно, используя преобразование, представленное на рис. 4.27, к каждому элементу X можно получить сколько угодно сложную расчетную схему устройств типа, приведенных в блоке А. Переход от обобщенной структуры к конкретному устройству осуществляется присвоением элементам X_i соответствующих значений. Так для схемы на рис. 4.26.А1: $X_1 = R,\ X_2 = 0,\ X_3 = 0$.

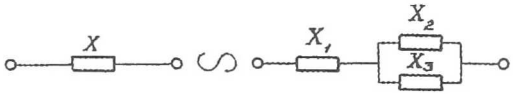


Рис. 4.27. Обобщенная структура гасителей блока А.

Для схемы на рис. 4.26.А4: $X_1 = 0,\ X_2 = j\dfrac{1}{\omega C},\ X_3 = j\omega L$.

В отдельный класс можно выделить гасители, принцип действия которых аналогичен принципу действия электрических фильтров нижних частот /10, 20/. В структуре этих устройств реактивные элементы содержатся как в последовательных, так и в параллельных плечах. Причем для реализации полосы пропускания от 0 до $f_{пр}$ и соответственно полосы непропускания на частотах выше $f_{пр}$ в последовательном плече гасителей должен

быть элемент индуктивного сопротивления, реализуемый в виде трубопровода зауженного сечения, а в параллельном плече - элемент емкостного сопротивления, реализуемый расширительной полостью. Физическое действие гасителей объясняется тем, что на низких частотах индуктивные сопротивления малы, а емкостные велики. На высоких частотах имеет место обратное явление - индуктивные сопротивления велики а емкостные малы. Поэтому на нижних частотах колебания расхода и давления проходят через проточный трубопровод в нагрузку, лишь в малой степени ответвляясь в емкость. В области же верхних частот индуктивность представляет большое сопротивление и колебательная энергия замыкается в основном на расширительной полости, представляющей для нее малое сопротивление. Таким образом, достигается изоляция колебательной энергии от нагрузки, расположенной за гасителем. По структуре эти устройства представляют собой Г,П и Т-образные реактивные четырехполюсники (рис. 4.26.Б1....6). Число звеньев в таких устройствах может быть самым разнообразным, причем "наращивание" схем производится каскадным соединением простейших структур (рис. 4.26.Б.4,5,6) /152/. Однако любая из этих схем может быть получена из Т-образной мостиковой структуры, приведенной на рис. 4.28 в качестве обобщенной для гасителей данного класса. Как и для гасителей блока А переход к конкретным схемам от обобщенной структуры осуществляется назначением параметров X_1, X_2, X_L, X_C.

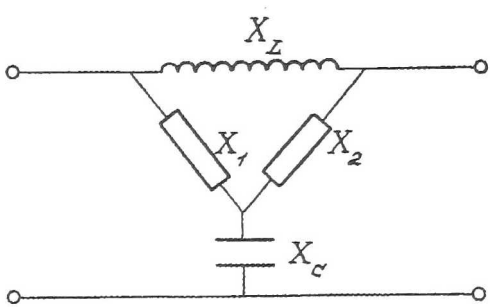


Рис. 4.28. Обобщенная структура гасителей блоков А, Б, В.

Гасители в блоке В образованы комбинацией структур гасителей блоков А и Б таким образом, что в ветви четырехполюсников Б включаются элементы гасителей блока А, представляемые двухполюсниками. Причем наличие диссипативных элементов к структурах позволяет достигать активного, а следовательно, независимого от частоты колебаний волнового сопротивления со стороны входа и выхода. Так структура, изображенная на рис. 4.26.В2, обладает незави-

симыми от частоты колебаний волновыми сопротивлениями Z_{c1} и Z_{c2} при соблюдении условия активности:

$$R_1 = R_2 = \sqrt{L/C}, \tag{4.23}$$

где R_1, R_2 - гидравлические сопротивления, установленные на входе и выходе: L - инерционность центрального канала устройства; C - упругость расширительной полости. Структуры гасителей этого блока, как и гасителей блока Б, представляются обобщенной схемой, рис. 4.28, в которой параметры элементов X_i определяются элементами X в схеме рис. 4.27.

Принимая в качестве метода расчета и исследования многополюсниковых структур традиционный матричный метод, для обобщенной структуры рис. 4.23 получим расчетную модель, приведенную на рис. 4.29. Модель составлена из цепочных матриц простейших четырехполюсников, каскадно и параллельно соединенных между собой. $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ на рис.4.29 - частотнозависимые коэффициенты матрицы передачи.

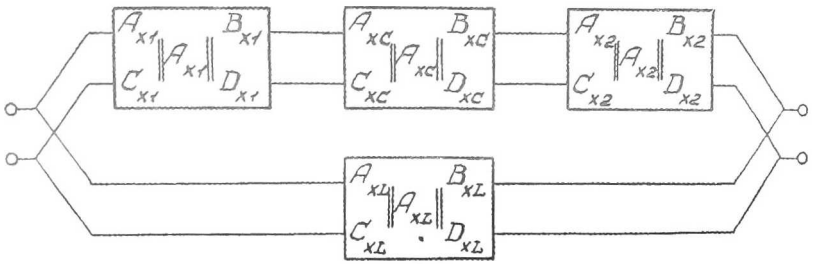


Рис. 4.29. Универсальная расчетная модель гасителей колебаний.

Важно отметить, что данная модель применима для гасителей всех трех рассмотренных классов (см. рис. 4.30).

Развитием структур блока В получены схемы, представленные в блоке Г. Их особенностью является наличие двух и более шунтированных между собой полостей, которые образуются в результате продольного развития конструкций.

Такое "наращивание" структур позволяет резко увеличить эффективность действия устройств, вследствие того, что коэффициент затухания у таких схем имеет степенную зависимость. Шунтирование параллельных плеч этих структур одно-, двух- или трехэлементными двухполюсниками, обобщенными в струк-

туре рис. 4.27, позволяет изменить вид частотных характеристик устройств в зависимости от решаемой задачи.

Так, введение в структуру устройства упругой разделительной мембраны увеличивает эффективность гашения низкочастотных колебаний (см. рис. 4.26.Г2). Это объясняется интенсивной "перекачкой" колебательной энергии от упругой мембраны в области частот, близких к ее собственной частоте колебаний. В высокочастотном диапазоне влияние податливости мембраны ослабевает и она выполняет роль разделительной перегородки, как в структурах 4.26.Б6 и 4.26.В5. Таким образом в структуре 421.Г2 как бы синтезированы свойства параллельного резонансного контура (класс А) и акустических устройств с реактивными (класс Б) или диссипативными (класс В) элементами. Комбинацией разных шунтирующих сопротивлений могут достигаться и другие специфические свойства гасителей. Обобщенная структу-

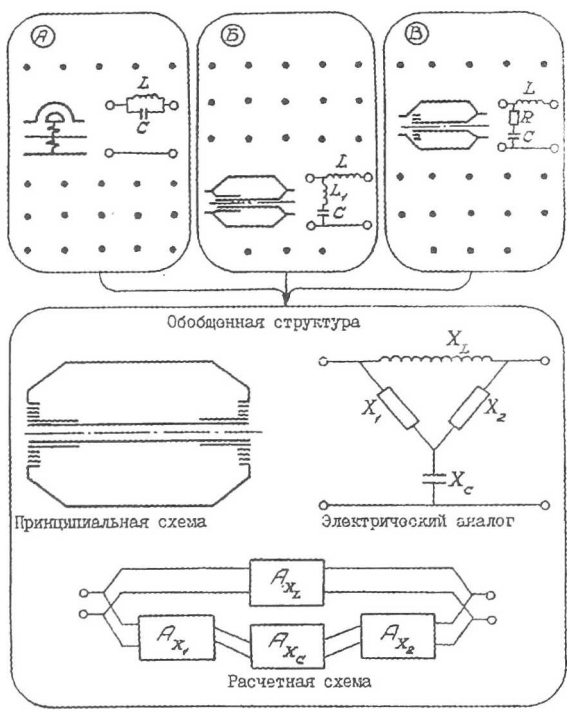


Рис. 4.30. Принципиальная, электрическая и расчетная схемы гасителей блоков А, Б, В.

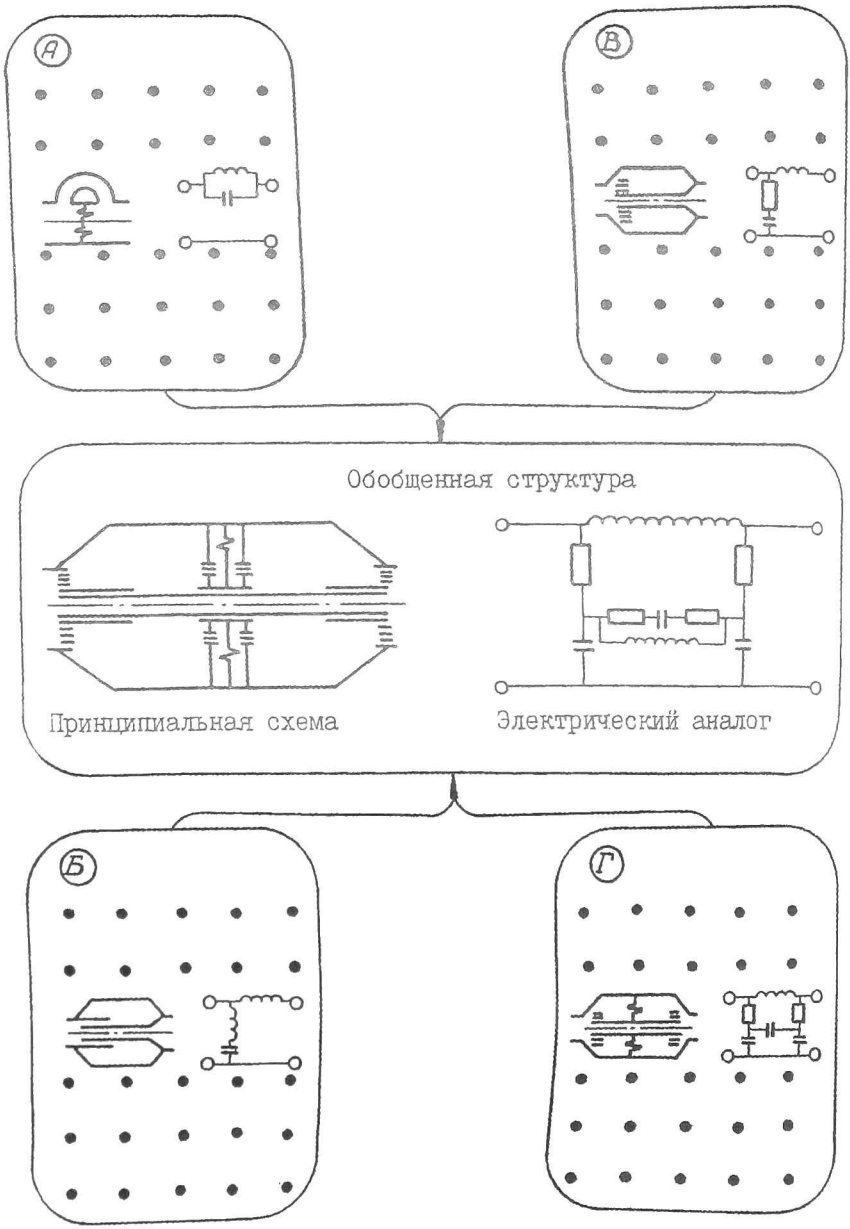


Рис. 4.31. Обобщенная структура гасителей блоков А, Б, В, Г.

ра гасителей блока Г представлена на рис. 4.31. Нетрудно видеть, что данная структура охватывает и гасители блоков А, Б, В, являясь, таким образом, обобщенной для гасителей всех 4-х типов. Однако, вследствие разветвленности структуры, ее расчетную модель нельзя представить комбинацией матриц передачи простейших четырехполюсников. Поэтому, воспользовавшись методом эквивалентных преобразований сопротивлений, трансформируем обобщенную структуру рис. 4.31 до структуры простейшего уровня. При этом должно выполняться известное условие: схема или какая-либо ее часть заменяется другой без изменения токов (расходов) и напряжений (давлений) в непреобразованных участках В данном случае, проводя преобразование из треугольника в трехлучевую звезду (см. рис. 4.32), получаем уже известную Т-образную мостиковую структуру.

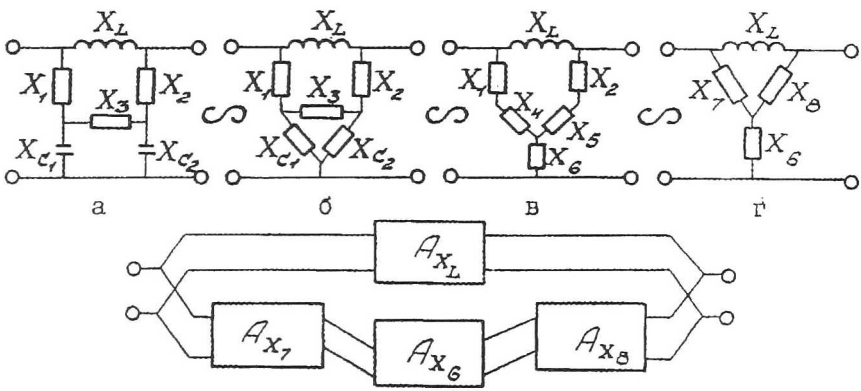


Рис. 4.32. Схема преобразований обобщенной структуры гасителей блоков А, Б, В.

Величины преобразованных сопротивлений определяются по формулам:

$$X_6=\frac{X_{c1}X_{c2}}{X_{c1}+X_3+X_{c2}},$$

$$X_7=\frac{X_{c1}(X_1+X_3)+X_1(X_2+X_3)}{X_{c1}+X_3+X_{c2}}, \qquad (4.24)$$

$$X_8=\frac{X_{c2}(X_2+X_3)+X_2(X_{c1}+X_3)}{X_{c1}+X_3+X_{c2}},$$

где X_i - комплексные сопротивления элементов структуры. Очевидно, что в качестве расчетной модели может использоваться модель рис. 4.29, где значения комплексных сопротивлений X_i и коэффициентов передачи $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ получены в соответствии с формулами (4.24).

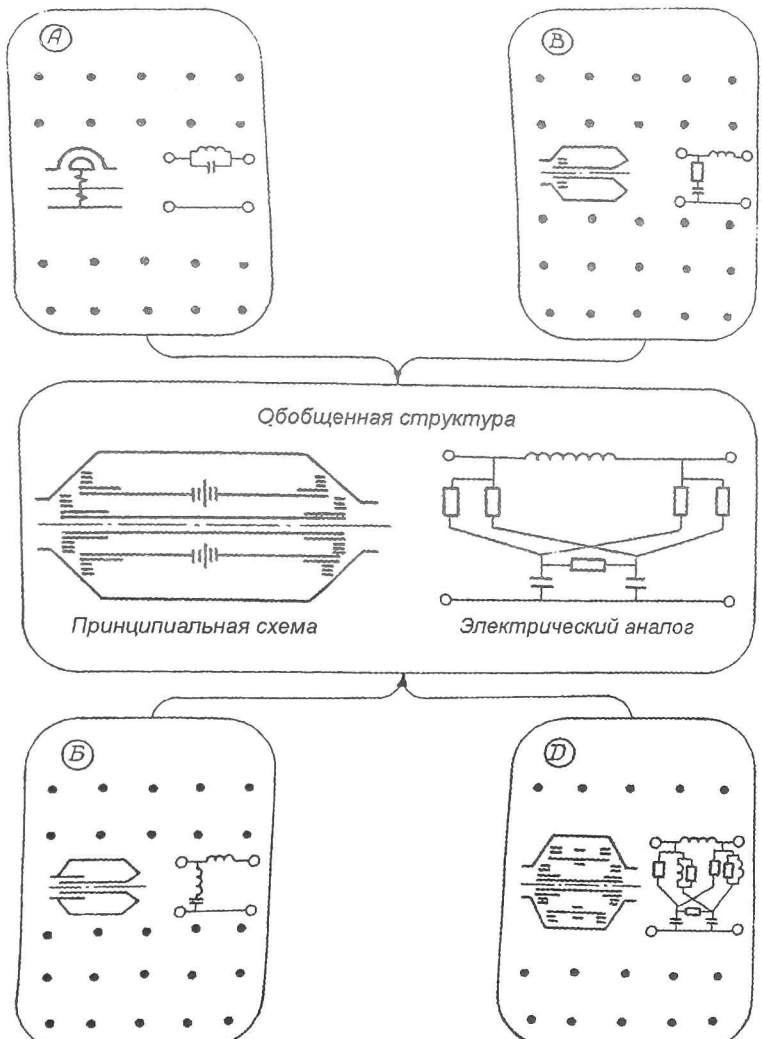


Рис. 4.33. Обобщенная структура гасителей блоков А,Б,В,Д.

В отдельный класс можно выделить устройства, изображенные в блоке Д. Их структуры можно представить как Т-образный или Т-образно-мостиковый четырехполюсники с несколькими параллельными плечами, шунтированными между собой. Причем в отличие от гасителей блока Г организация нескольких полостей осуществляется в результате «поперечного» развития конструкций при неизменных продольных размерах. Это обстоятельство имеет важное значение для обеспечения условия сосредоточенности параметров. Как и у устройств класса Г комбинацией шунтирующих сопротивлений достигается повышение эффективности гашения в различных частотных диапазонах. Обобщенная структура гасителей блока Д, приведенная на рис. 4.33, охватывает и гасители блоков А, Б, В. Ее расчетную модель, по аналогии с гасителями класса Г, можно получить с использованием метода эквивалентных преобразований сопротивлений.

Преобразование N-угольника в N-лучевую звезду, приводит к обобщенной структуре всех пяти блоков (см. рис. 4.34), и последующее преобразование этой структуры к виду 4.29.

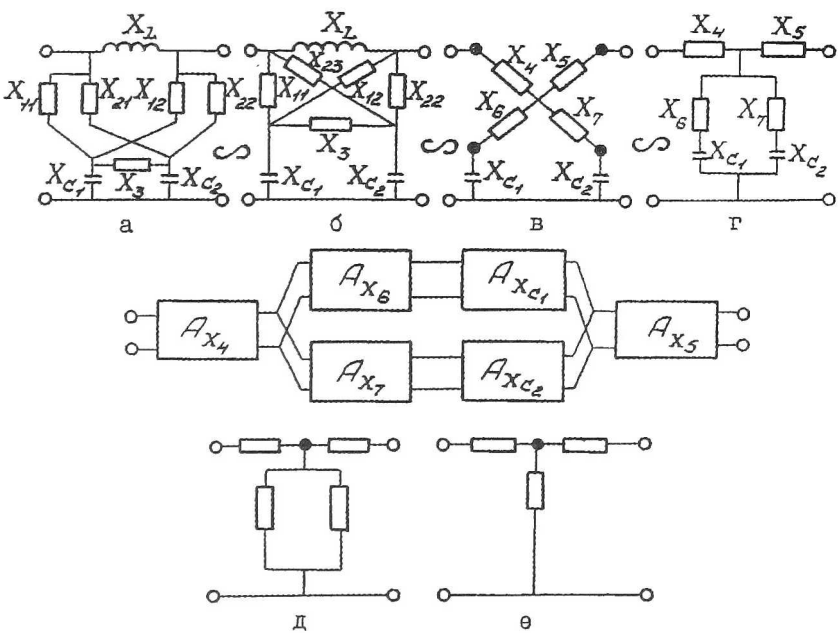


Рис. 4.34. Схема преобразований обобщенной структуры гасителей блоков А, Б, В и Д.

Таким образом, как и для рассмотренных ранее обобщенных структур в качестве расчетной модели может использоваться модель рис. 4.29, в которой значение сопротивлений X_i и коэффициентов $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$ получены в соответствии с формулами эквивалентных преобразований. Отсюда очевидно, что расчетная модель рис. 4.29. является универсальной для обобщенных структур рис. 4.27, 4.28, 4.31, 4.33. Использование ее в сочетании с формулами приведения обеспечивает расчет гасителей всех выделенных классов. При этом для каждой конкретной задачи могут быть задействованы та или иная обобщенные структуры, отличающиеся уровнем детализации элементов. Простота реализации стандартных преобразований, например 4.6, на ЭВМ обеспечивает, в отличие синтез-метода, возможность автоматизации процесса выбора схемы гасителя.

4.3. АЛГОРИТМ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГАСИТЕЛЯ

Рассмотренные обобщенные структуры вносят единообразие в расчетные модели гасителей различных типов, а также позволяют сравнить их акустические характеристики и габариты. В конечном счете это позволяет оценить эффективность действия гасителей и выбрать из большого числа схем оптимальную. Рассмотрим алгоритм выбора оптимальной схемы, разработанной с использованием обобщенных структур.

Исходными данными на этом этапе являются сведения о динамических характеристиках системы, в которую будет установлен гаситель, и соотношения связывающие эффективность действия устройства с его акустическими характеристиками и характеристиками системы. Динамические характеристики системы определяются предварительным расчетом или экспериментально. В качестве акустических характеристик гасителей различных типов могут использоваться проводимость $Y_г$, импеданс $Z_г$, волновые сопротивления со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} и коэффициент собственного затухания K_c. Однако, несмотря на их различие, все характеристики гасителя, как линейного пассивного четырехполюсника, в общем случае определяются коэффициентами матрицы передачи, $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$. Связь между элементами матриц передачи $[A]$, сопротивлений $[Z]$ и прово-

димостей $[Y]$ осуществляется на основе соотношений классической теории многополюсников /135/:

$$[A]=\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{Z_{11}}{Z_{21}} & \frac{|Z|}{Z_{21}} \\ \frac{1}{Z_{21}} & \frac{Z_{22}}{Z_{21}} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \frac{Y_{22}}{Y_{21}} & \frac{1}{Y_{21}} \\ \frac{|Y|}{Y_{21}} & \frac{Y_{11}}{Y_{21}} \end{bmatrix}, \qquad (4.25)$$

где $Y_{11}, Y_{21}, Y_{22}, Y_{12}$ - коэффициенты матрицы проводимостей; $Z_{11}, Z_{21}, Z_{22}, Z_{12}$, - коэффициенты матрицы сопротивлений; $|Y| = Y_{11} Y_{22} - Y_{12} Y_{21}$; $|Z| = Z_{11} Z_{22} - Z_{12} Z_{21}$.

В связи с этим расчетная модель рис. 4.29, составленная комбинацией матриц передачи, может быть использована для расчета любых акустических характеристик гасителя. Так, проводимость параллельного резонансного контура Y_{np} (см. рис.4.26.А4) связана с матрицей передачи соотношением:

$$[A]=\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{np} & 1 \end{bmatrix}, \qquad (4.26)$$

а комплексное сопротивление последовательного резонансного контура Z_{op} (см. рис. 4.26.А2) выражением:

$$[A]=\begin{bmatrix} 1 & Z_{op} \\ 0 & 1 \end{bmatrix}. \qquad (4.27)$$

Гасители блоков Б, В, Г, Д, как правило, определяются комплексом характеристик K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, связанными с коэффициентами матрицы передачи формулами (4.20).

Таким образом, представленная расчетная модель через матрицы передачи элементов гасителей позволяет оперировать акустическими характеристики любого вида Этот вывод позволяет говорить и о свободе выбора уравнений связи между критериями эффективности и акустическими характеристики. Действительно, в зависимости от типа используемых акустических характеристик могут применяться различные уравнения связи. Например, эти уравнения для коэффициента вносимого затухания

$K_{вн}$ в случаях использования проводимости $Y_г$, импеданса $Z_г$, или комплекса параметров K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, имеют соответственно вид:

$$K_{вн}=\left|1+\frac{1}{Z_2(Y_1+Y_2)}\right|, \tag{4.28}$$

$$K_{вн}=\left|1+\frac{1}{Y_2(Z_1+Z_2)}\right|, \tag{4.29}$$

$$K_{вн}=\frac{K_c}{K_{стр}}\left|\sqrt{\frac{Z_в}{Z_{c1}}}\right|\left|\frac{Z_1+Z_{c1}}{Z_1+Z_в}\right|\left|\sqrt{\frac{Z_в}{Z_{c2}}}\right|\left|\frac{Z_2+Z_{c2}}{Z_2+Z_в}\right|\times$$
$$\times\frac{\left|1-\frac{e^{-j2\varphi_2}}{K_c^2}\left(\frac{Z_1-Z_{c1}}{Z_1+Z_{c1}}\right)\left(\frac{Z_2-Z_{c2}}{Z_2+Z_{c2}}\right)\right|}{\left|1-\frac{e^{-j2\varphi_{тр}}}{K_{стр}^2}\left(\frac{Z_1-Z_в}{Z_1+Z_в}\right)\left(\frac{Z_2-Z_в}{Z_2+Z_в}\right)\right|}, \tag{4.30}$$

где Z_1, Z_2, Y_2, Y_2 - входные импедансы и проводимости частей системы, расположенных до и после гасителя; $Z_г$, $Y_г$ импеданс и проводимость гасителя; $Z_в$, $K_{с.тр}$ - волновое сопротивление и коэффициент затухания удаляемого отрезка трубопровода; $\varphi_2, \varphi_{тр}$ - характеристические фазовые сдвиги гасителя и удаляемого отрезка трубопровода /47/.

Рассмотрим процесс выбора схемы устройства при использовании в качестве акустических характеристик комплекса параметров K_c, Z_{c1}, Z_{c2} и уравнения связи (4.30). Необходимо также отметить, что методика выбора схемы гасителя может варьироваться в зависимости от выбранной стратегии проектирования, что будет показано ниже. Поэтому для определенности рассмотрим вариант расчета на заданную эффективность.

Анализ зависимости (4.30) показывает, что искомой схемой устройства будет такая, которая при прочих равных условиях позволяет обеспечить выполнение соотношения:

$$[K_{вн}] \geq [K_{вн.тр}], \tag{4.31}$$

где $[K_{вн.тр}]$ - требуемое значение коэффициента $K_{вн}$. При этом любая схема устройства будет однозначно определена, если известен комплекс характеристик K_c, Z_{c1}, Z_{c2}. Поэтому решение сводится к определению значений K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, при которых выполняется соотношение (4.31). Суть решения, базирующегося на использовании обобщенной структуры и банка данных в следующем. В банке данных формируется информация о характеристиках K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, предварительно рассчитанных для различных схем гасителей. На основании этих данных и сведений о характеристиках системы определяется устройство, которое удовлетворяет требованиям (4.31) при минимальных габаритах. Принцип выбора схемы устройства с минимальными габаритами в процедуре сравнения осуществляется, исходя из следующей концепции. Волновые сопротивления Z_{c1}, Z_{c2} и коэффициент затухания K_c при фиксированных габаритах гасителя определены для каждой схемы однозначно. В качестве параметра, характеризующего габариты гасителя, принята величина ϖ, определяемая выражением:

$$\varpi=\omega\sqrt{LC_{пр}}, \qquad (4.32)$$

где L - инерционность проточного канала гасителя; $C_{пр}$ - приведенная упругость расширительной полости. Действительно, величина ϖ при фиксированной частоте характеризует соотношение между геометрическими размерами расширительной полости и проточного канала, т.е. габариты гасителя. Из соотношения (4.32) видно, что минимальными габаритами будет обладать устройство, удовлетворяющее требованию (4.31) при минимальной величине ϖ. Поэтому процедура сравнения схем начинается с $\varpi=\varpi_{min\ o}$. Значения K_c, Z_{c1}, Z_{c2}, рассчитанные при $\varpi_{min\ o}$ для каждой схемы, подставляются в уравнение (4.30), а затем критерий эффективности $(K_{вн})$ проверяется по условию (4.31). Если среди рассмотренных схем находится структура, удовлетворяющая соотношению (4.31) при $\varpi_{min\ o}$, то схема проверяется во всем рабочем диапазоне $[\varpi_{min\ o}$, $\varpi_{max}=\omega_{max}\frac{\varpi_{mino}}{\varpi_{min}}]$. Если нет, то процедура сравнения повторя-

ется при новом значении $\varpi_{min\,1} = \varpi_{min\,o} + \Delta\varpi$, где $\Delta\varpi$ - шаг изменения ϖ.

Изложенный алгоритм предполагает наличие информации о динамических характеристиках защищаемой гидравлической системы. Однако в практике расчета и проектирования гасителей нередки случаи, когда сведения о динамических характеристиках источника и нагрузки отсутствуют. Подходы к решению таких задач выработаны в работах /120, 151/. Суть их заключается в использовании гасителей эффективность которых слабо зависит от характеристик системы.

Остановимся на этих вопросах с целью корректировки и развития алгоритма выбора оптимальной схемы гасителя. При этом рассмотрим два варианта решения задачи, применение которых зависит от места установки гасителя в системе.

Гаситель установлен в произвольном сечении трубопроводной линии

Известно /151/, что универсальным средством снижения пульсационной напряженности в системах с произвольными характеристиками и местом установки является гаситель (см. рис. 4.26.В2) с постоянными активными сопротивлениями (ПАС), обладающий независимыми от частоты колебаний волновыми сопротивлениями со стороны входа Z_{c1} и выхода Z_{c2} /6/. Взаимосвязь его относительных параметров определяется уравнением (4.23), а величины волновых сопротивлений удовлетворяют условиям:

$$Z_{c1} = Z_{в}, \tag{4.33}$$

$$Z_{c2} = Z_{в}, \tag{4.34}$$

где $Z_{в}$ - волновое сопротивление трубопроводной линии, в которую установлен гаситель. Анализ уравнения связи (4.30) при выполнении условий (4.33), (4.34) показывает, что коэффициент вносимого затухания $K_{вн}$ зависит только от собственного затухания гасителя и может быть представлен неравенством :

$$K_{вн} \geq \frac{K_c}{2}, \tag{4.35}$$

Это означает, что такой гаситель снижает пульсационный уровень в любой системе. Однако величина его коэффициента

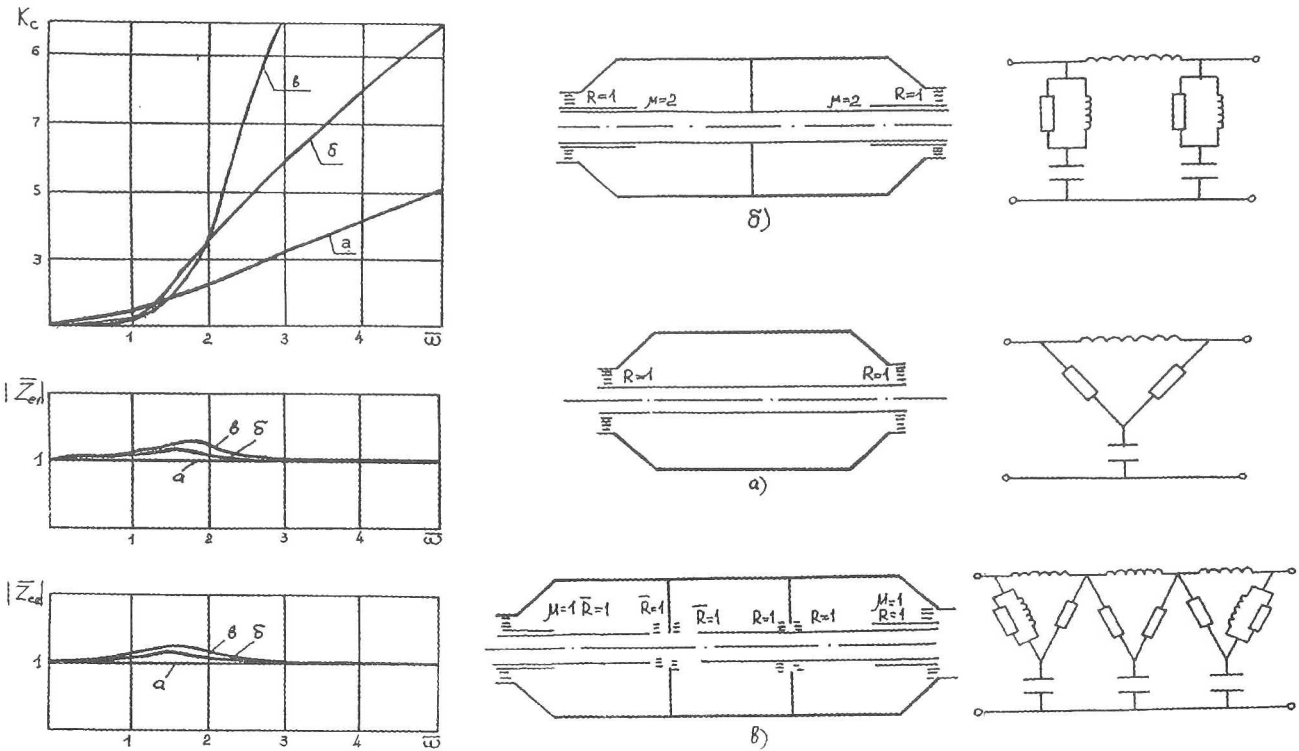


Рис. 4.35. Принципиальные гидравлические схемы, электрические аналоги и частотные характеристики коэффициента затухания, волновых сопротивлений для однозвенной (а), двухзвенной (б) и трехзвенной (в) структур гасителей.

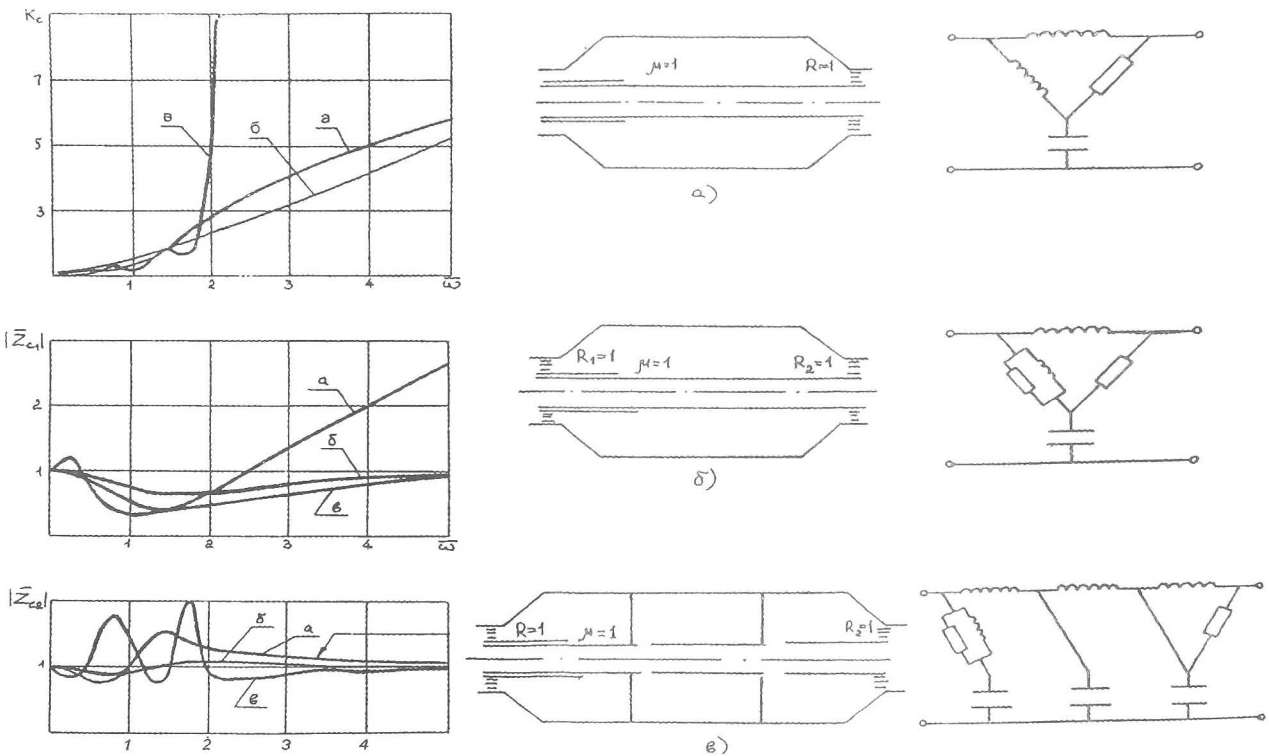


Рис. 4.36. Принципиальные гидравлические схемы, электрические аналоги и частотные характеристики коэффициента затухания, волновых сопротивлений для однозвенных (а) и (б) и трехзвенной (в) структур гасителей.

затухания невелика, что в некоторых случаях не позволяет полностью решить задачу подавления высокоамплитудных колебаний.

Поиск более эффективных структур, обладающих активным или близких к активным волновым сопротивлениям, показал, что больших значений K_c можно достичь за счет применения многозвенных гасителей. На рис. 4.35 приведены принципиальные гидравлические схемы, электрические аналоги и характеристика одно, двух и трехзвенных гасителей, реализующих активные сопротивления. Волновые сопротивления многозвенных гасителей имеют лишь незначительные отклонения от активного характера, поэтому для сравнительного анализа рассмотрим частотные зависимости коэффициента затухания.

Из графиков видно, что каждая схема обладает предпочтением по K_c в определенном диапазоне относительных частот. В диапазоне $0{,}1 < \varpi < 1{,}3$ наибольшим K_c обладает однозвенный гаситель ПАС. При $1{,}3 < \varpi < 2$ предпочтительной является двухзвенная структура, на частотах $\varpi > 2$ - трехзвенная.

Таким образом, выбор оптимальной структуры гасителя в условиях произвольных характеристик и места размещения сопряжен с поиском схемы, обеспечивающий наибольший коэффициент затухания в диапазоне рабочих (для конкретной задачи) ϖ. Отметим, что речь идет лишь об устройствах, обладающих активными (или близкими к этому) и независящими от частоты колебаний волновыми сопротивлениями.

Гаситель установлен у источника колебаний

При установке гасителя у источника колебаний его волновое сопротивление со стороны входа должно быть одного характера с импедансом источника. Волновое сопротивление со стороны выхода при этом должно удовлетворять условию (4.34). Определим характер волнового сопротивления Z_{c1}, необходимый для эффективной работы устройства. Для этого выделим наиболее общие закономерности изменения импедансных характеристик насосов различных типов.

Анализ конструкции показывает, что во всех приведенных конструкциях имеются отводящие и подводящие каналы, гидравлические полости, образующие в совокупности акустические контуры различной сложности. Из электротехники известно , что лю-

бой LC-контур имеет тенденцию к изменению характера импеданса с емкостного на индуктивный. Это подтверждается и данными экспериментальных исследований. В зависимости от диапазона рабочих частот, устройства качающего узла импедансные характеристики отличаются количеством точек перегиба.

Таким образом, при выборе схемы гасителя для его размещения у источника необходимо анализировать структуры, имеющие возрастающий характер $Im\,\overline{Z}_{c1}$ и соответственно переменный (с емкостного на индуктивный) характер модуля волнового сопротивления ($|\overline{Z}_{c1}|$). Волновое сопротивление со стороны выхода $|\overline{Z}_{c2}|$, как ранее отмечалось, должно иметь активный или близкий к активному характер, где $|\overline{Z}_{c1}| = \frac{Z_{c1}}{Z_в}$, $|\overline{Z}_{c2}| = \frac{Z_{c2}}{Z_в}$

На рис. 4.36 представлены принципиальные схемы, электрические аналоги и характеристики гасителей, удовлетворяющие этим требованиям. "Оптимальность" структуры при конкретном варианте использования можно оценить по величине коэффициента затухания в диапазоне рабочих $\overline{\omega}$. Так при $\overline{\omega}$ <1,5 среди приведенных схем наиболее предпочтительна структура рис. 4.36б. При частотах 1,5 < $\overline{\omega}$ < 2 наибольших K_c позволяет достичь схема рис. 4.36а. Трехзвенная структура рис. 4.36в наиболее эффективна на частотах $\overline{\omega}$ > 2.

Таким образом, в условиях произвольных характеристик системы выбор оптимальной схемы гасителя можно производить следующим образом. В банке данных сформировать блоки собственных характеристик структур типа рис. 4.35 и типа рис. 4.36. В зависимости от предполагаемого места установки гасителя определить тип рассматриваемых структур. Затем среди них выбрать оптимальную по величине коэффициента затухания K_c в диапазоне рабочих частот $\overline{\omega}$.

4.4. ГАСИТЕЛИ ВИБРАЦИЙ

Рассмотренные методы и средства снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических системах основаны на снижении пульсаций рабочей среды. Однако в ряде случаев требуется воздействие непосредственно на механические элементы с тем,

чтобы уменьшить вибрационные нагрузки и обеспечить требуемое демпфирование механических колебаний. Как уже отмечалось, решению этой проблемы посвящено большое количество исследований. В последние годы в лаборатории ВИБРАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ И СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ СГАУ под руководством профессора Д.Е.Чегодаева проведены работы по обобщению опыта исследований в области вибрационной защиты изделий /84,85,141,142/. В этих работах отмечается, что демпфирование относится к методам принудительного гашения колебаний системы. В основе его лежит рассеяние колебательной энергии путем преодоления сил неупругого сопротивления, называемых диссипативными.

В реальных колебательных системах диссипативные силы всегда имеют место, и их наличие обеспечивает затухание колебаний. Естественную диссипацию энергии определяет внутреннее трение материалов, а также трение между деталями сочленений, деталей об окружающую рабочую среду, например, жидкость, воздух.

В системах виброзащиты диссипацию преднамеренно увеличивают введением в конструкцию машин специальных демпфирующих устройств - демпферов, катарактов. Демпфер как устройство для успокоения или предотвращения колебаний выполняется, как правило, из упругих материалов с большим внутренним трением. Катаракт, напротив, не имеет упругих частей - механическая энергия в нем не аккумулируется, а преобразуется в тепловую, рассеиваемую в окружающую среду.

Динамическое гашение колебаний заключается в присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств, изменяющих характеристики колебательной системы. Известны два принципа динамического гашения. Первый основан на перераспределении колебательной энергии от объекта к гасителю, второй - на увеличении рассеяния, диссипации энергии колебаний.

В первом случае для подавления моногармонических или узкополосных случайных колебаний используются инерционные динамические гасители, которыми отстраивают упругоинерционные свойства системы (устройства преобразования поступательного движения колеблющегося элемента в другие формы движения, например, во вращательное, и пр.).

В случае широкополосной вибрации более эффективны динамические гасители диссипативного типа, вводимые в колеба-

тельную систему в виде дополнительных демпфирующих элементов, называемых поглотителями колебаний.

Использование в поглотителях колебаний в качестве демпфирующего материала МР /21/ диктуется рядом его уникальных свойств. Во-первых, материал МР по своей физической сущности является естественным гасителем колебаний проходящей через него среды, ибо он состоит из множества связанных между собой хаотично расположенных пор и капилляров, сглаживающих забросы давления среды. Во-вторых, в силу его упругости детали из материала МР при забросе давления проходящей через него среды испытывают дополнительную осевую деформацию. Следствием этого является осевое сжатие таких деталей с соответствующим уменьшением площади проходных сечений капилляров и пор, причем указанное сжатие сопровождается увеличением площади касания трущихся проволочек в материале МР. Как уменьшение площади проходных сечений капилляров и пор, так и увеличение сил трения между проволочками материала МР увеличивает интенсивность диссипативных процессов в упругодемпфирующем элементе (УДЭ) по мере роста динамических нагрузок в средствах виброзащиты. Известно использование материалов капиллярно-пористой структуры, в первую очередь материала МР, в качестве упругих бандажей нагруженных давлением ёмкостей, тонкостенных труб с демпфирующими оболочками из материала МР и сильфонной силовой арматуры с жесткими требованиями к массогабаритным характеристикам.

Распространенным и эффективным способом вибрационной защиты является виброизоляция. Её сущность состоит в уменьшении передачи вибрации от источника возбуждения к защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними.

Как известно, любая система виброизоляции включает в себя три основных элемента: источник вибрации, защищаемый от вибрации объект и средство виброизоляции (виброизолятор). В зависимости от соотношения масс источника и защищаемого объекта, а также характера приложения внешних возмущающих сил система может иметь динамическое (силовое) или кинематическое возбуждение. Средство виброизоляции является важнейшей частью системы. Его назначение состоит в создании такого режима движения, инициируемого заданными возмущениями, при котором реализуется цель защиты объекта.

Выпускаемые отечественной промышленностью типы виброизоляторов характеризуются различным конструктивным исполнением с различными частотными характеристиками.

Из отечественных типов виброизоляторов в наиболее полной мере удовлетворяют современным требованиям стойкости против воздействия агрессивных сред, высоких и низких температур, а также длительного хранения виброизоляторы из материала МР.

На основе УДЭ из материала МР разработаны многочисленные типы и конструкции виброизоляторов /84, 85/.

На рис. 4.37 приведен один из типов пространственного виброизолятора, воспринимающего вибрационные нагрузки под любым углом наклона к оси.

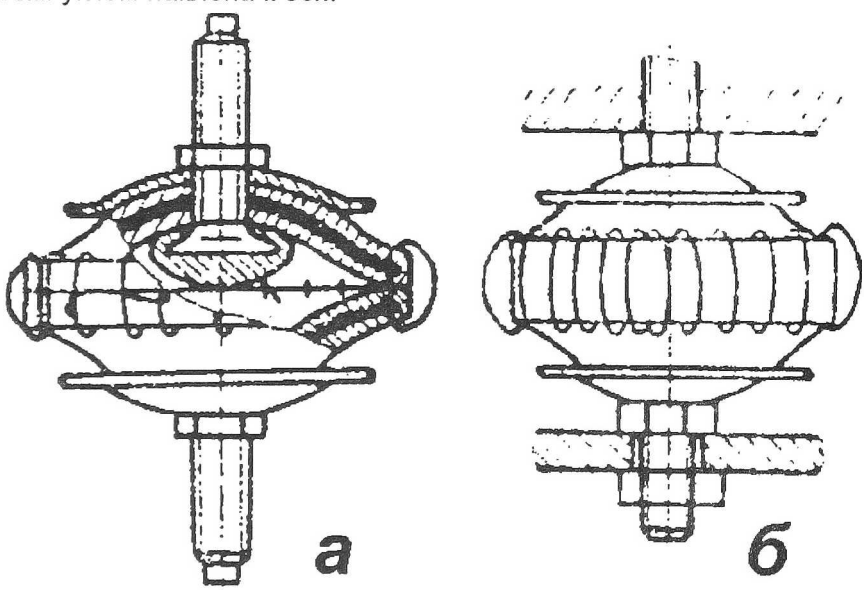


Рис. 4.37. Металлорезиновые виброизоляторы ДКА и ДКУ: а - общий вид; б - схема установки.

Роль УДЭ выполняют два колокольчика из материала МР, соединенных торцами. Виброизолятор обладает высокими демпфирующими свойствами, обеспечивающими коэффициент усиления на резонансе не более 3,0 - 4,5, в то время как у серийных резинометаллических амортизаторов он достигается 10-15 и более, в зависимости от амплитуды возбуждения. Высокие демпфирующие свойства виброизоляторов ДК расширяют диапазон воспринимаемых динамических нагрузок: виброизолятор в

условиях резонанса надежно работает при амплитудах вибросмещения основания до 0,8-1,0 мм. При этих же амплитудах обеспечивается отсутствие субгармонических резонансов на высоких частотах. Для большегрузных виброизоляторов (7-10 кг и более) этот диапазон расширяется до 2,0-2,5 мм.

УДЭ из материала МР типа шайб, колец, пластин, колокольчиков, пружин с демпфирующими металлорезиновыми «подушками» могут использоваться в качестве упругодемпфирующих связей в малогабаритных узлах машин для защиты от вибрационного воздействия, для виброизоляции прецизионных механизмов и в ряде других случаев. В частности, упругодепфирующие зажимы для трубопроводов из материала МР могут при определенных условиях эксплуатации значительно уменьшить динамическую нагрузку от вибрации в трубопроводах, а также защитить их от больших монтажных и термических напряжений. На рис. 4.38 представлена конструкция такого виброзажима.

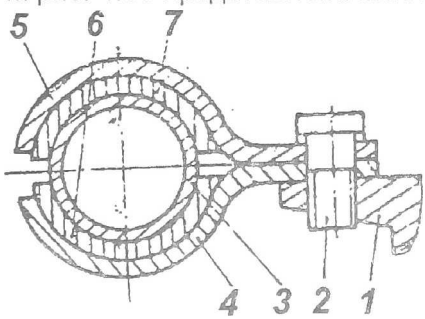


Рис. 4.38. Упругодемпфирующий зажим для трубопровода: 1 - основание; 2 - крепежный болт; 3 - трубопровод; 4, 5 - элементы зажима (охватывающие обоймы); 6, 7 - полукольцо из материала МР.

Кроме рассмотренных устройств эффективными виброизолирующими свойствами обладают демпферы с сетчатыми упругими элементами. В ИНСТИТУТЕ АКУСТИКИ МАШИН СГАУ разработаны конструкции таких демпферов, одна из которых изображена на рис. 4.39.

Демпфер содержит П - образную опору 1 с расположенными на ее внутреннем основании пружинными направляющими 2, к опоре болтами 3 крепится пакет зафиксированных хомутами 5, упругих сетчатых элементов 4, в которых реализуется сухое трение. Демпфер содержит также, закрепленный прижимной шайбой 6 и фиксирующей гайкой 7 палец 8 с опорной шайбой 9, в которую запрессованы пружинные направляющие 10. Между внутренним основанием П - образной опоры 1 и опорной шайбой 9 расположены цилиндрические пружины сжатия 11 различной жесткости.

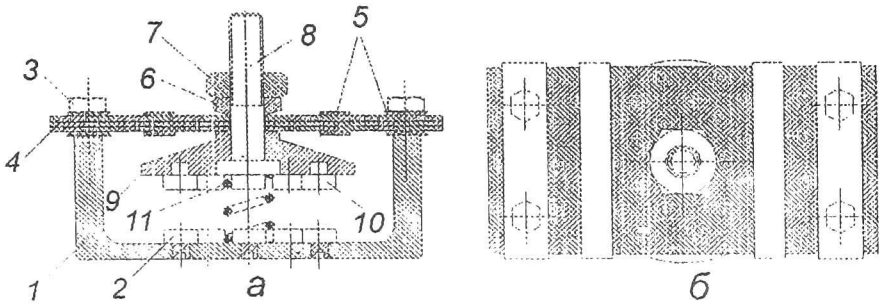


Рис. 4.39. Конструкция демпфера: а - вид сбоку; б - вид сверху.

При воздействии на палец 8 со стороны демпфируемого объекта энергия колебаний передается пакету сетчатых упругих элементов 4 в котором преобразуется в тепловую благодаря взаимному трению элементов пакета. Использование набора цилиндрических пружин сжатия различной жесткости 11 позволяет компенсировать воздействие со стороны демпфируемого объекта как при центральном, так и при смещенном силовом нагружении, а также настроиться на рабочий диапазон частот демпфируемого объекта.

Использование разработанных демпфирующих устройств позволяет эффективно снижать виброакустическую активность механизмов, в том числе со смещенным центром тяжести, в широком диапазоне рабочих частот.

В ряде случаев обеспечить эффективное снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах можно лишь путем одновременного использования виброизоляторов и гасителей колебаний рабочей среды.

Глава 5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

5.1. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ДВУБЛОЧНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Целью испытаний являлась проверка влияния на уровни колебаний давления и крутящего момента, генерируемых топливным насосом 4016Т, различных конструкций подпятников и шестерен, а также угла разворота шестерен качающих блоков.

Объектами исследований являлись насосные агрегаты с 10-ти зубовыми и с 11-ти зубовыми шестернями.

Схема проведения испытаний представлена на рис. 5.1.

Насос устанавливался на выходе мультипликатора через датчик крутящего момента (ДКМ), выполненный в виде переходника.

Основные вариации конструкции насоса 4016Т касались шестеренных блоков, поэтому колебания давления, генерируемые насосом, определялись на входе и выходе шестеренной ступени соответственно датчиками колебаний давления 1 и 2. Датчики 3 и 4 устанавливались в полостях фильтроэлементов на выходе из каждого шестеренного блока.

На входе и выходе шестеренного блока при испытаниях использовалась гидравлическая система "трубопровод - емкость".

Испытания проводились при изменении скорости вращения привода в диапазоне (1500. ..5000) об/мин.

Для каждого из вариантов подпятников испытания проводились для 4-5 вариантов взаимных угловых положений шестерен одного блока относительно шестерен второго блока.

В процессе испытаний фиксировались и расшифровывались на ЭВМ следующие динамические параметры:

- колебания давления на входе (датчик 1) и выходе (датчик 2) шестеренной ступени насоса, а также в полостях фильтроэлементов за каждым из шестеренных блоков (датчики 3 и 4);

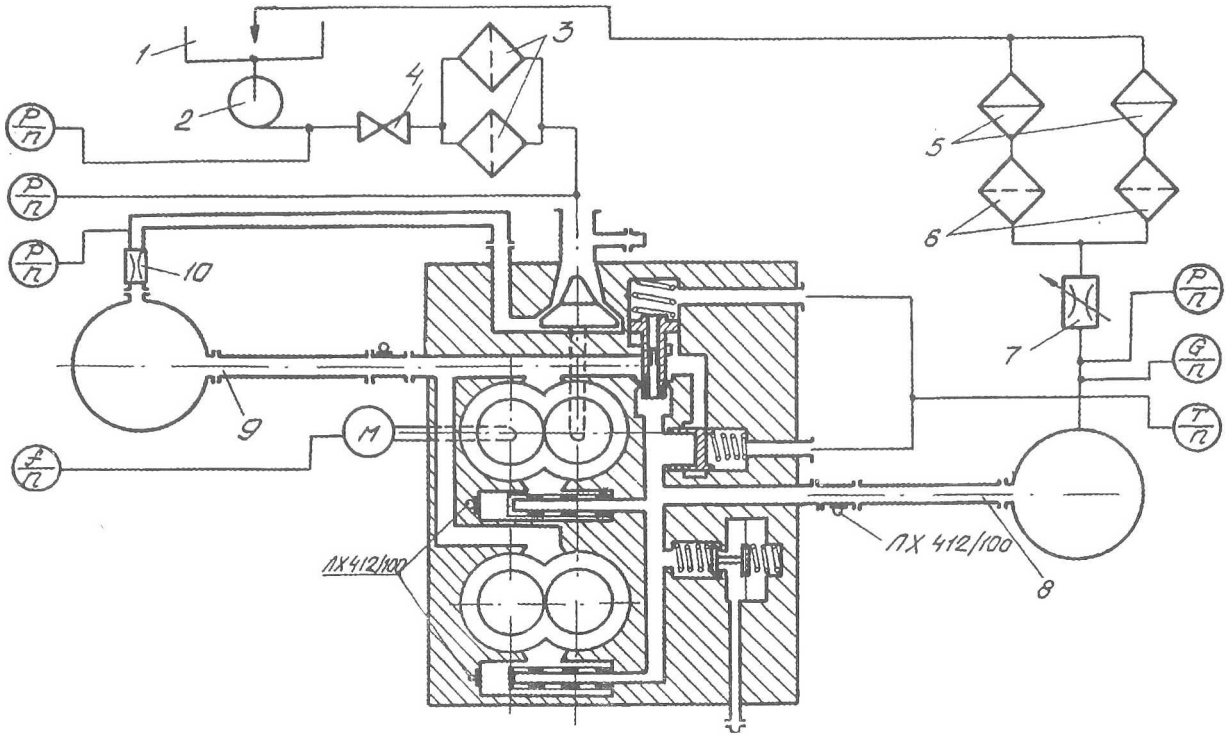


Рис. 5.1 Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования характеристик насоса 4016Т: 1 - бак; 2 - подкачивающий насос; 3 - фильтр; 4 - кран; 5 - радиатор; 6 - фильтр; 7 - электроуправляемый кран; 8 - выходная нагрузка; 9 - входная нагрузка; 10 - дроссель.

- частота вращения привода насоса - датчиком оборотов магнитного типа, устанавливаемым на выходе мультипликатора (привода);

- колебания крутящего момента - датчиком колебаний момента (ДКМ) в комплекте с блоком вторичной аппаратуры.

Результаты динамических испытаний насоса 4016Т представлены в виде зависимостей по частоте вращения параметров, характеризующих насос как источник колебаний:

амплитуд колебаний давления топлива на входе и выходе насоса;

амплитуд колебаний крутящего момента приводной рессоры агрегата.

Объектом предварительных исследований являлись насосные агрегаты 4016Т с различными вариантами профиля разгрузочных канавок, представленных:

вариант 1 на рис. 5.2;

вариант 2 на рис. 5.3;

- вариант 3 - смешанный (на каждом из качающих узлов были установлены подпятники с канавками обоих видов).

В качестве критерия оценки пульсационной производительности насосов о различными вариантами подпятников было принято эффективное значение амплитуды пульсации давления в соответствующих точках системы. Результаты проведенных исследований представлены на рис. 5.4. Анализ результатов показывает:

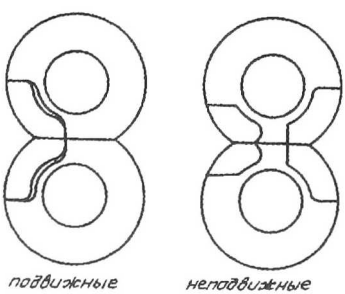


Рис. 5.2. Конструктивные схемы подпятников (I вариант).

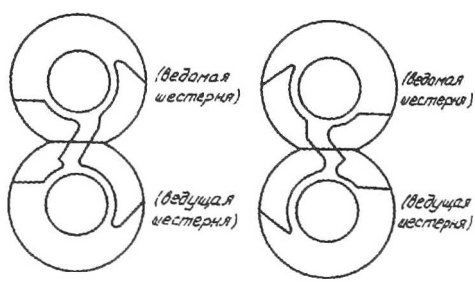


Рис. 5.3. Конструктивные схемы подпятников (II вариант).

- для всех вариантов конструкции подпятников колебания рабочей среды на входе в шестеренную ступень и на выходе из

насоса являются сопоставимыми по уровням эквивалентных амплитуд - в диапазоне частот вращения (1000. ..4500) об/мин;

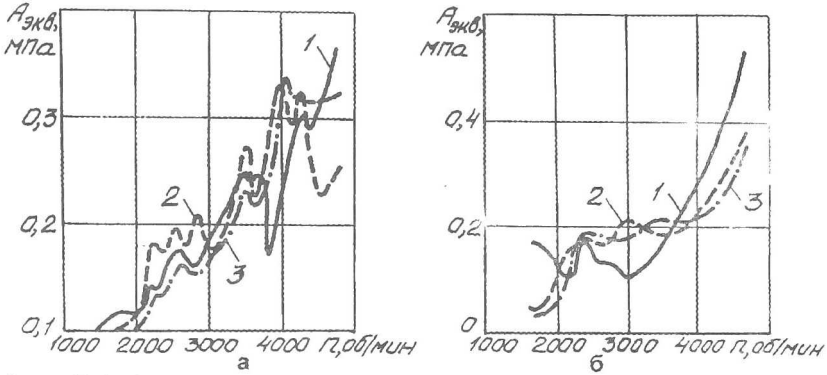


Рис. 5.4. Зависимость амплитуд колебаний давления на входе (а) и выходе (б) агрегата 4016Т от частоты вращения привода насоса: 1 - с подпятником 1-го варианта; 2 - с подпятником 2-го варианта; 3 - с подпятником смешанной конструкции.

- для варианта 2 пульсации на выходе из насоса в диапазоне частот вращения (2500... 3500) об/мин в два раза меньше, чем для вариантов 1 и 3, но на частотах вращения 4500 об/мин амплитуды пульсаций давления для 2 варианта в 1,5 раза больше, чем для 1 и 3 вариантов;

- в случае 2 варианта амплитуда колебаний давления на входе в шестеренную ступень в диапазоне (3000. ..4000) об/мин меньше, чем в вариантах 1, 3, а при 4500 об/мин амплитуда пульсаций для 2 варианта больше, чем в вариантах 1 и 3;

-в целом уровень пульсаций давления на входе в шестеренную ступень достаточно высок ((0,35... 0,4) МПа) и соизмерим с величиной среднего давления на входе ((0,44... 0,45) МПа) на частоте вращения 4500 об/мин. Таким образом, очевидно, что изменение конструкции подпятников меняет пульсационную картину как на входе в шестеренный насос, так и на его выходе, причем испытанные варианты подпятников не позволяют однозначно выделить из них какой-либо один вариант как наиболее предпочтительный с точки зрения снижения пульсационной производительности насоса.

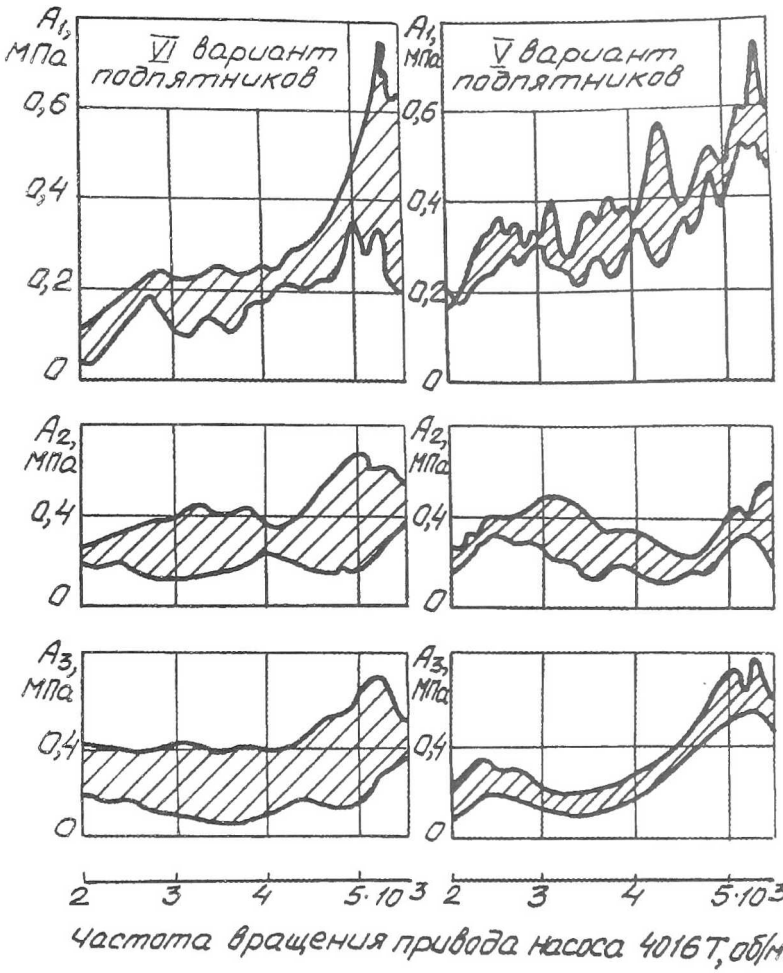


Рис. 5.5. Диапазоны изменения амплитуд пульсаций давления на входе в насос (A_1), на выходе их насоса (A_2) и за качающим узлом (A_3) при изменении угла разворота шестерен качающих узлов.

В ходе испытаний было проверено влияние угла разворота шестерен качающих узлов относительно друг друга на величину пульсаций давления. Исследования показали, что изменение относительного угла установки шестерен качающих узлов в диапа-

зоне $\Delta\varphi = \pm 9^{\circ}$ приводит к изменению уровня пульсационной производительности насосного агрегата в 1,5....2,5 раза (рис. 5.5). Дополнительные испытания агрегата 4016Т были проведены с целью определения влияния конструкций подпятников топливного насоса на уровень колебаний, генерируемых насосом в гидравлические тракты (на входе и выходе) шестеренного блока и в систему механического привода (на приводном валу). В процессе испытаний проверено влияние на уровень генерируемых колебаний различных вариантов конструкций подпятников (рис. 5.6):

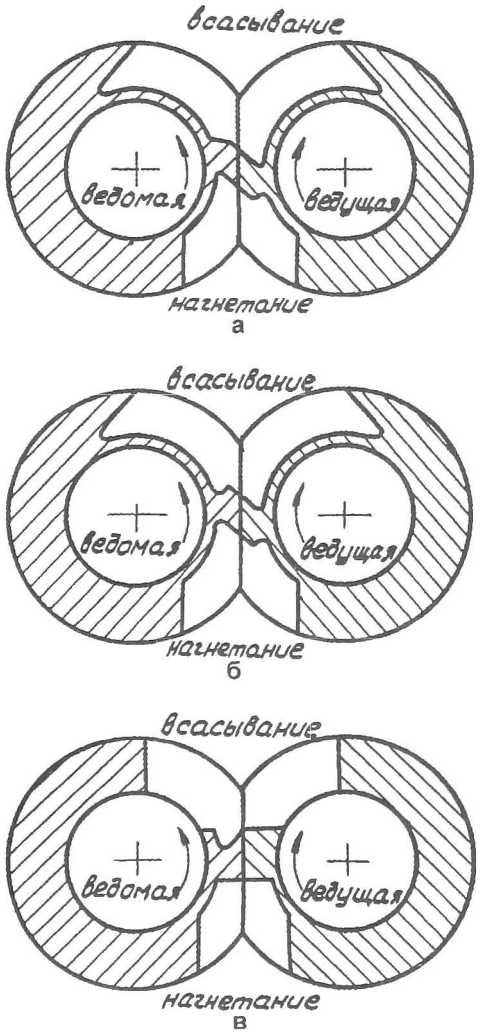


Рис. 5.6. Конструктивные схемы подпятников:
а - 2-й вариант;
б - 3-й вариант;
в - 4-й вариант.

- штатные подпятники (рис. 5.3 и 5.6а) - II вариант;
- подпятники с дополнительными выборками (рис. 5.6б) - III вариант;
- подпятники в соответствии с рис. 5.6в - IV вариант.

С каждым из вариантов подпятников, приведенных на рис.5.6, испытания проводились при 5-и различных угловых положениях шестерен качающих блоков.

За исходное (1 положение) в каждом случае (по каждому из вариантов подпятников) принималось угловое положение, определяемое штатной технологией сборки. Каждое последующее взаимное угловое положение определялось сдвигом на 1 шлиц соединительного (промежуточного) валика между ведущими шестернями качающих блоков насосов.

На рис. 5.7 приведены сводные данные по параметрам колебаний давления (на входе и выходе насоса) и крутящего момента для IV варианта конструкции подпятников при всех 5 угловых положениях качающих пар шестерен насоса.

Анализ полученных результатов показывает что изменением взаимного углового положения шестерен качающих блоков можно добиться существенного снижения амплитуд колебаний давления (на входе и выходе насоса) и крутящего момента привода агрегата. Это подтверждает полученные теоретические результаты;

Испытания подтверждают и вывод о том, что основной составляющей спектра колебаний, генерируемых как в присоединенные магистрали входа и выхода, так и в систему механического привода является первая зубовая составляющая спектра.

Испытания агрегата 4016Т, в котором установлены одиннадцатизубовые шестерни (в отличие насосов с десятизубовыми шестернями) подтвердили преимущество насоса с 11-ти зубовыми шестернями (рис. 5.8, 5.9), для которого характерен значительно меньший уровень колебаний давления и крутящего момента приводного вала. Причем в таком насосе по сравнению с десятизубовым уменьшаются амплитуды колебаний крутящего момента как по основной (1-й зубовой) гармонике, так и по роторной составляющей спектра колебаний (рис. 5.9).

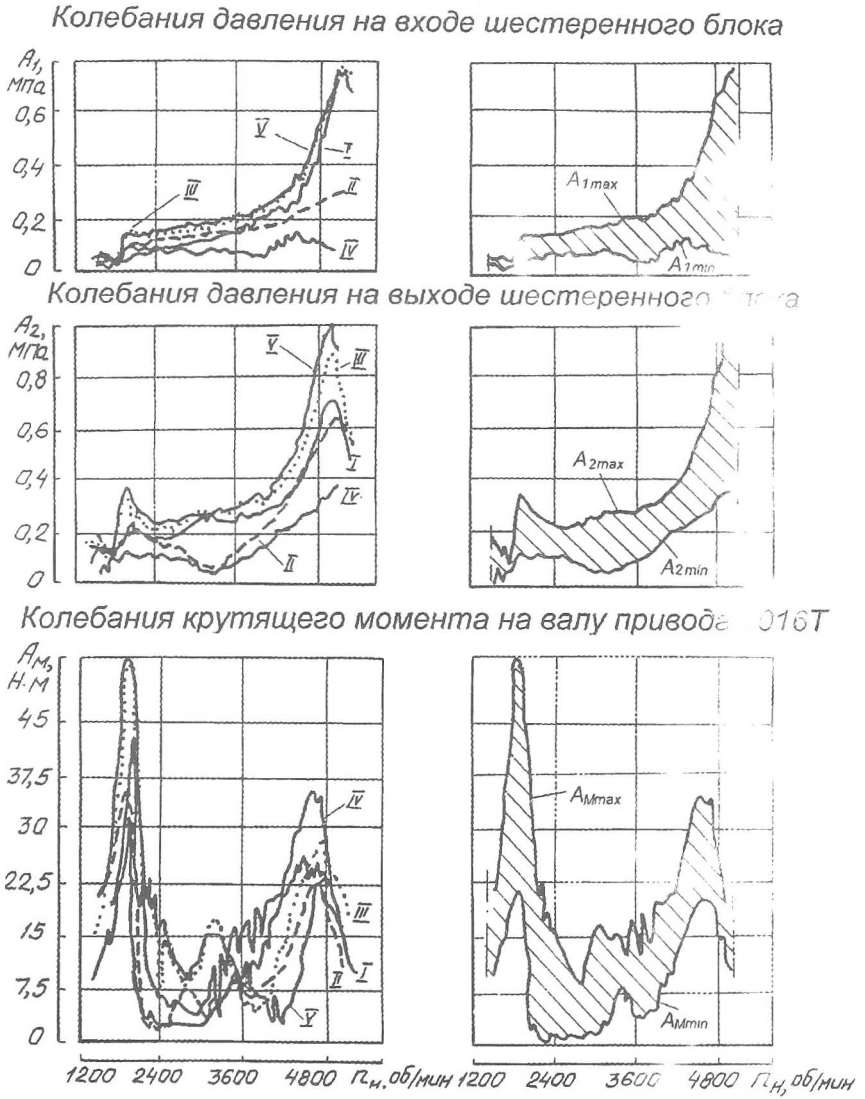


Рис. 5.7. Обобщенные сведения по динамическим характеристикам агрегата 4016Т для IV варианта подпятников при I...V угловых положениях шестерен.

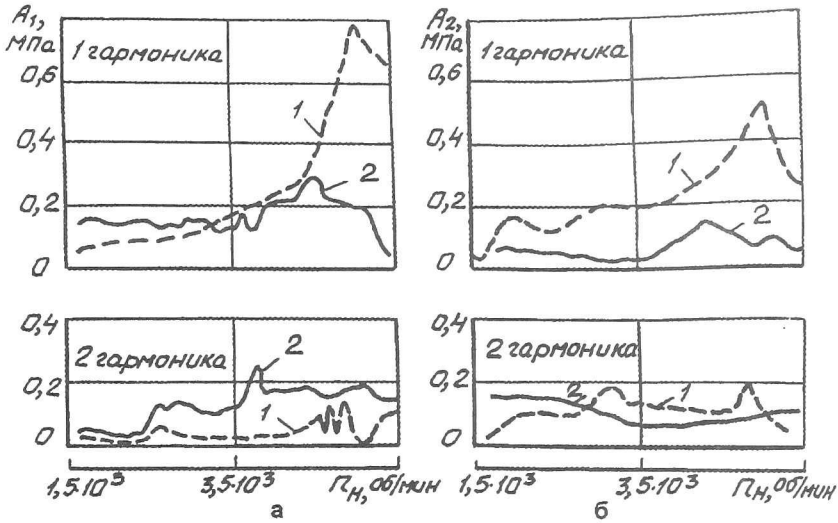


Рис. 5.8. Зависимости амплитуд колебаний давления на входе (а) и выходе (б) агрегата 4016Т от частоты вращения его привода:

1 - насос с 10-зубовыми шестернями;

2 - насос с 11-зубовыми шестернями.

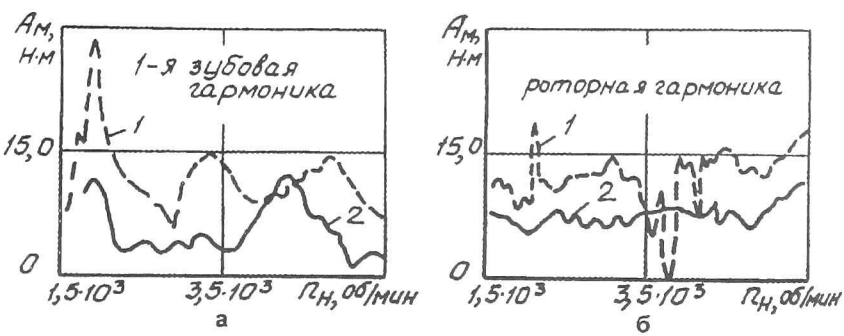


Рис. 5.9. Зависимости амплитуд колебаний крутящего момента привода агрегата 4016Т от частоты вращения для первой зубовой (а) и роторной (б) составляющих спектра колебаний:

1 - насос с 10-зубовыми шестернями;

2 - насос с 11-зубовыми шестернями.

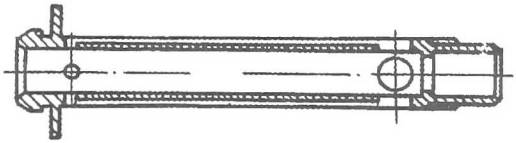


Рис. 5.10. Конструктивная схема встроенного в гидравлический фильтр гасителя.

Кроме рассмотренных мероприятий, для динамической развязки и снижения пульсационной производительности насоса целесообразно на его выходе установить гаситель колебаний. Для этого в

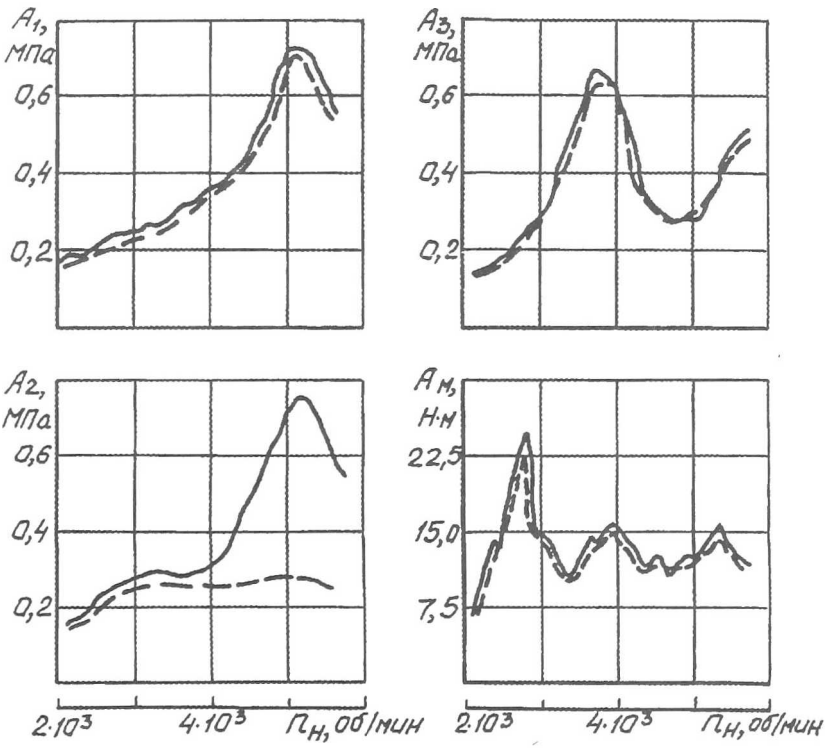


Рис. 5.11. Изменение амплитуд колебаний давления (A_1, A_2, A_3) и крутящего момента ($A_м$):

——— - штатный фильтр;

– – – – - фильтр-гаситель.

соответствии с предложенным в 4-й главе решением /А.С. фильтр-гаситель/ была доработана конструкция штатных гидравлических фильтров агрегата 4016Т, в которых каркас для установки фильтрующих элементов был выполнен в виде гасителя колебаний типа RL - фильтра (рис. 5.10). Как показали экспериментальные исследования, применение разработанной конструкции фильтра-гасителя позволило в 1,5.....3,5 раза снизить уровень колебаний давления на выходе из насоса (рис. 5.11). При этом уровень колебаний давления на входе в насос и уровень колебаний крутящего момента на валу его привода по крайней мере не увеличились, что свидетельствует об эффективности применения разработанного фильтра-гасителя.

5.2. РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ НК-25

Определенной спецификой отличается процесс создания и доводки гасителей со сложной пространственной конфигурацией, дорогостоящих образцов гасителей. В этих случаях оказывается полезным такой прием как использование гасителя-имитатора. Суть его заключается в том, что на этапе экспериментальных исследований и доводки динамических характеристик применяется гаситель-имитатор, обладающий теми же конструктивными параметрами, но более простой пространственной формой, чем проектируемый. Это позволяет сократить время и стоимость доводки и изготовления сложных образцов гасителей. Такой прием был использован при разработке гасителя для системы топливопитания и автоматического регулирования двигателя НК-25. Учитывая недопустимость перекомпоновки системы, минимальный объем для размещения устройства, специфику монтажа на изделии, было принято решение выполнить корпус гасителя в виде трубопровода той же конфигурации, что и штатный, но большего диаметра. Разработанная конструкция представлена на рис. 5.12. Однако ее практическая реализация вызвала значительные затруднения, связанные с точным подбором конфигурации, выполнением ответственных сварочных работ. Кроме того, использование возможности изменения параметров гасителя в процессе доводки. Поэтому была разработана конструкция гасителя-имитатора (см. рис. 5.13), геометрические размеры которого точно соответствовали штатной конструкции. В ходе экспериментальной отработки конструктивные параметры имитатора были

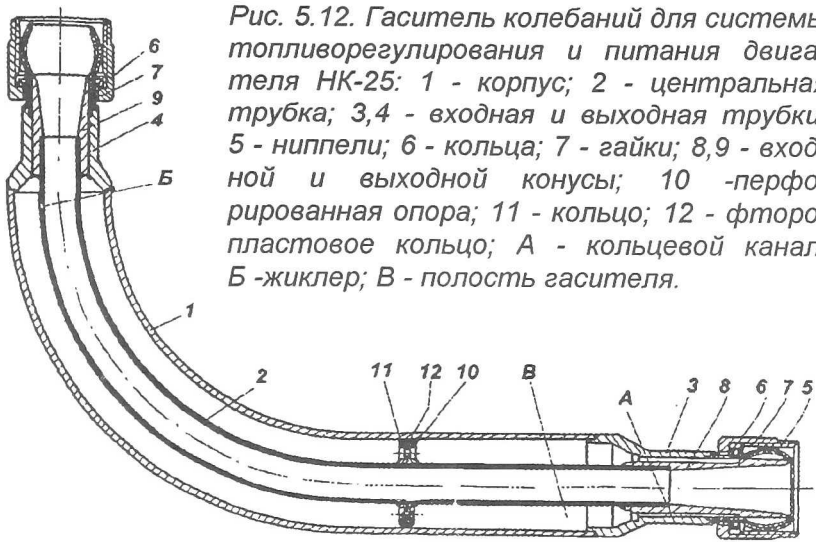


Рис. 5.12. Гаситель колебаний для системы топливорегулирования и питания двигателя НК-25: 1 - корпус; 2 - центральная трубка; 3,4 - входная и выходная трубки; 5 - ниппели; 6 - кольца; 7 - гайки; 8,9 - входной и выходной конусы; 10 -перфорированная опора; 11 - кольцо; 12 - фторопластовое кольцо; А - кольцевой канал; Б -жиклер; В - полость гасителя.

скорректированы, а затем эти коррективы внесены и в штатную конструкцию. Одновременно с этим на специально созданном стапеле производилась пространственная гибка корпуса и проточного канала гасителя. По завершении этих операций была произведена сварка корпусных деталей.

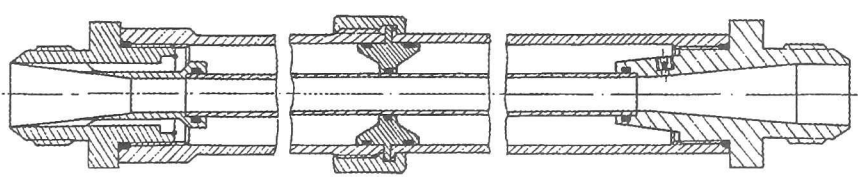


Рис. 5.13. Конструкция гасителя-имитатора.

Результаты исследований гасителя на изделиях позволяют применять это устройство для динамического тестирования и оценки устойчивости систем и контуров двигателя НК-25. Кроме того, использование гасителя обеспечивает снижение колебаний давления в основных магистралях системы топливорегулирования. На рис. 5.14 приведены результаты исследований пульсационного состояния агрегата перепуска топлива АПТ-25 и агрегата дозировки топлива АДТ-25 штатной системы и с гасителем.

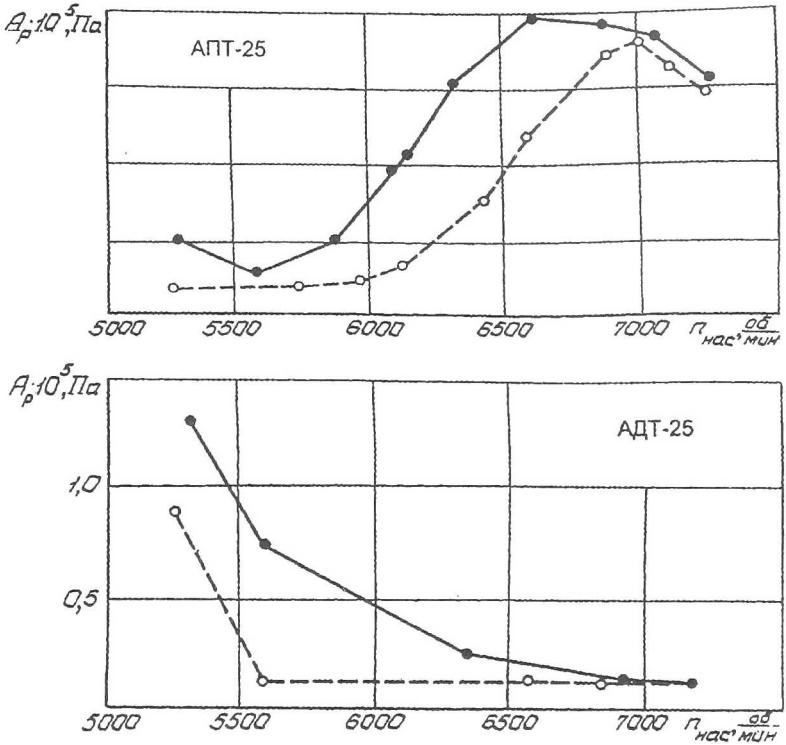


Рис. 5.14. Зависимость амплитуды основной гармоники колебаний давления от частоты вращения привода насоса НД-25:

———— - штатная компоновка;

– – – – - с гасителем.

5.3. ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМ СТАНКОВ

Разработка гасителей для гидросистем станков-автоматов была осуществлена с целью уменьшения уровней шума и пульсаций давления, генерируемых в гидроприводе пластинчатыми насосами. Исследованиями, проведенными в МСКБ АЛиСС (Московское специальное конструкторское бюро автоматических линий и специальных станков под руководством А.Н.Головина), было установлено, что двухпоточный насос 8Г12-33АМ, приме-

няемый в гидросистеме станка-автомата МЕ-270СО, является основным источником шума, достигающего 90....100 дБ. Кроме того, в нагнетательных полостях насоса были зафиксированы высокоамплитудные пульсации давления, что позволило сделать предположение о взаимосвязи шумовых и пульсационных характеристик. Аналогичная картина наблюдалась и в гидросистемах других станков, снабженных насосами данной серии.

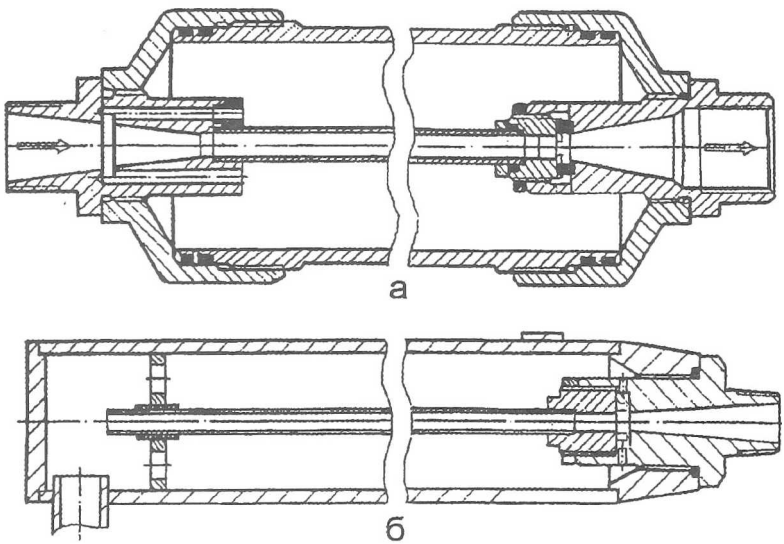


Рис. 5.15. Конструкции гасителей для гидросистем станков производительностью 50....100 л/мин (а) и 8....35 л/мин (б).

Для улучшения их шумовых и пульсационных характеристик были разработаны две конструкции гасителей, предназначенные для насосов производительностью 50...100 л/мин и 8...35 л/мин (рис. 5.15). В ходе испытаний разработанных конструкций регистрировались:

- величина пульсаций давления в нагнетательном трубопроводе гидросистемы;
- уровень шума в пяти точках гидропривода (см. рис. 5.16).

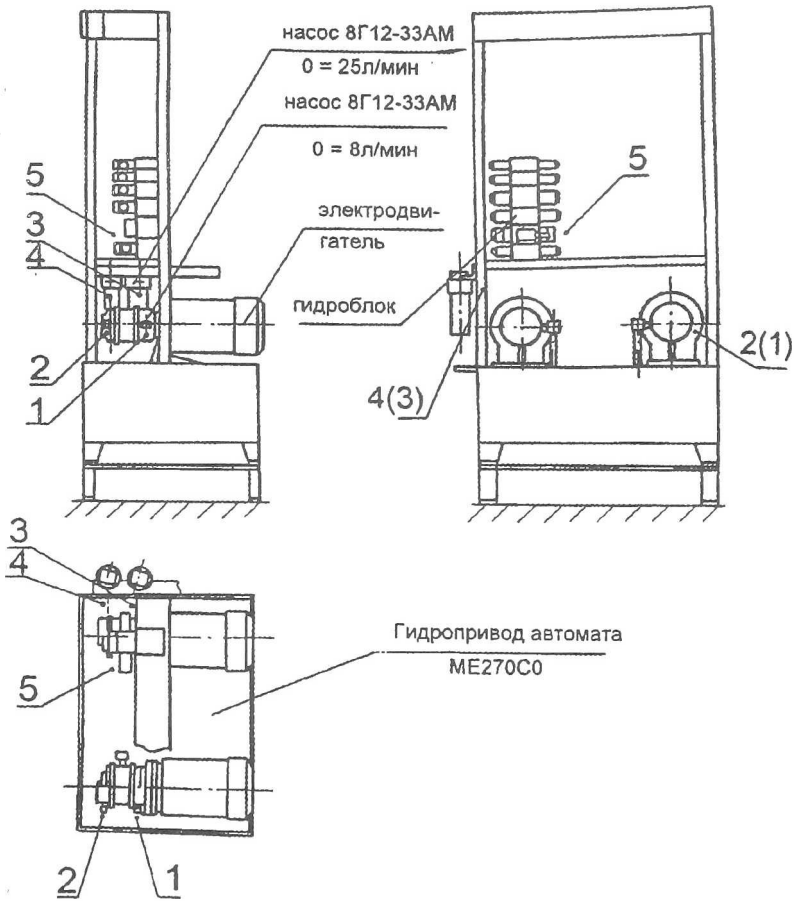


Рис. 5.16. Схема расположения основных агрегатов станка-автомата МЕ270С0 и точек замера шума.

В результате испытаний установлено, что гасители снижают амплитуды колебаний давления:

- до места его установки в 2...3 раза;
- на выходе из гасителя в 5...7 раз.

При этом изменяются и шумовые характеристики гидропривода (см. рис. 5.17):

- уровень шума около насосов (точки 1,2,3,4) снижается на 6...7 дБ;

- уровень шума в зоне гидроблока (точка 5) снижается на 1...2 дБ.

Полученные характеристики в полной мере соответствуют требованиям технического задания, что позволило положительно решить вопрос о внедрении гасителей в гидросистемы станков.

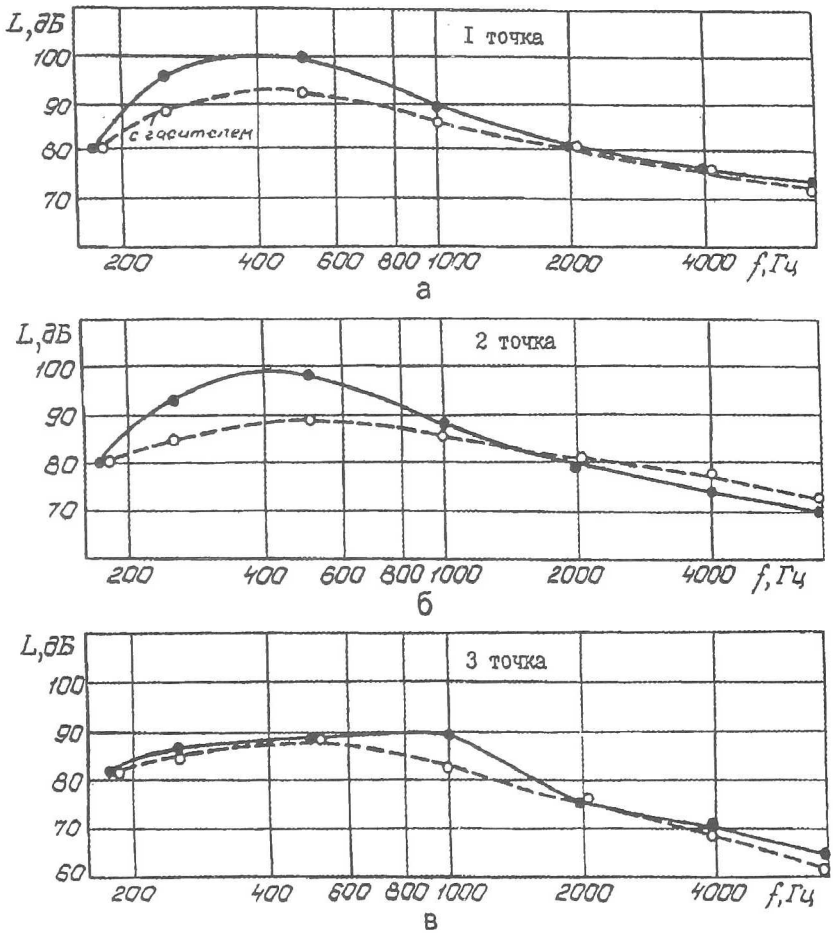


Рис. 5.17. Зависимость уровня шума от частоты в 1 (а), 2 (б) и 3 (в) точках замера на станке-автомате МЕ270С0.

5.4. ГАСИТЕЛИ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЛИНИЙ ВОЛЖСКОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ЗАВОДА

Разработка гасителей для технологических линий ВАЗа была направлена на стабилизацию динамических процессов в гидромагистралях участков нанесения антикоррозионных и противошумовых мастик.

Рассмотрим особенности этих процессов.

Для нанесения мастик на ВАЗе используются пневмогидравлические модули фирм «TOUSSAINT - DeVILBIS», «GRACO» (см. рис. 5.18), состоящие из насоса, емкости для хранения мастик, фильтра, регулятора расхода, пистолетов. Насос переменной производительности типа «GRACO», работающий по принципу пневмогидравлического мультипликатора, обеспечивает необходимое давление P_2 в гидролиниях модуля. Величина P_2 определяется давлением сжатого воздуха P_B, регулируемого редуктором и мультипликаторным соотношением насоса:

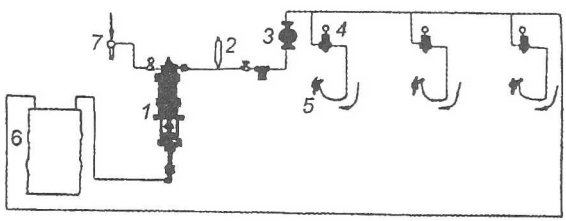


Рис. 5.18. Принципиальная схема линии нанесения мастики с гасителем колебаний: 1 - насос; 2 - клапан; 3 - гаситель; 4 - регулятор давления; 5 - пистолет; 6 - ёмкость для хранения мастики; 7 - пневматический кран.

$$N = F_{вп} / F_{гп},$$

где $F_{вп}$ - площадь воздушного поршня; $F_{гп}$ - площадь гидравлического поршня.

Подпитка мастикой в процессе работы, компенсирующая расход через пистолеты, осуществляется посредством срабатывания пневматического и гидравлического клапанов насоса. Моменты переключения клапанов характеризуются резким изменением давления в гидролиниях. Результатом этих забросов являются значительные колебания факела распыла мастики, составляющие 50...80% от его максимальной величины и приводящие к неравномерности наносимого слоя и перерасходу мастики.

Для стабилизации факела распыла были предложены гасители колебаний, реализованные в конструкциях рис. 5.19. Установка гасителей в гидролинии позволила значительно (в 2-3 раза) сгладить колебания распыла и, тем самым, повысить качество нанесения покрытий, снизить расход мастики. При этом конструкция рис. 5.19а нашла применение в операции нанесения мастики на днище автомобиля, требующей высоких расходов и давлений, а конструкция рис. 5.19б - в операциях герметизации и защиты швов, деталей кузова, характеризующихся незначительной подачей мастики.

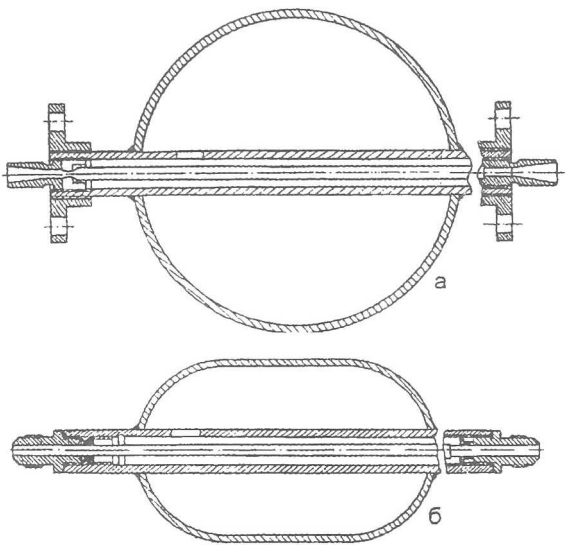


Рис. 5.19. Конструктивные схемы гасителей колебаний.

Опытно-промышленная проверка и эксплуатация с 1987 года гасителей в условиях массового производства ВАЗа показала их высокую эффективность и надежность.

5.5. ПРИМЕНЕНИЕ КОРРЕКТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМНОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.

При эксплуатации различных технических объектов: энергоустановок, технологических линий, станков и так далее, часто возникает проблема, связанная со снижением уровня шума, в целях улучшения работы обслуживающего персонала.

Основными источниками интенсивного шумоизлучения являются поток пульсирующей рабочей среды и звуковая вибрация элементов конструкций. В тех случаях, когда вибрация элементов

систем является основным фактором, определяющим генерируемый шум, наблюдаются четкие корреляционные зависимости между уровнем интенсивности шума и вибропараметрами в контрольных точках.

Для снижения интенсивности шума, генерируемого при работе технических объектов, применяются различного типа звукопоглощающие покрытия, защитные кожухи. Однако, установка таких устройств бывает не всегда эффективной и экономически целесообразной. Установка механических или гидравлических корректирующих устройств, как средств борьбы с источником повышенной акустической активности гидромеханических систем может дать значительный эффект, совместно с решением задачи обеспечения заданных динамических характеристик системы.

Так, при работе станков фирмы "VIKERS" для формовки пружин из металлического прутка на АО "АвтоВАЗ" наблюдался повышенный шумовой фон (уровень интенсивности шума на рабочем месте оператора достигал 100-110 дБ).

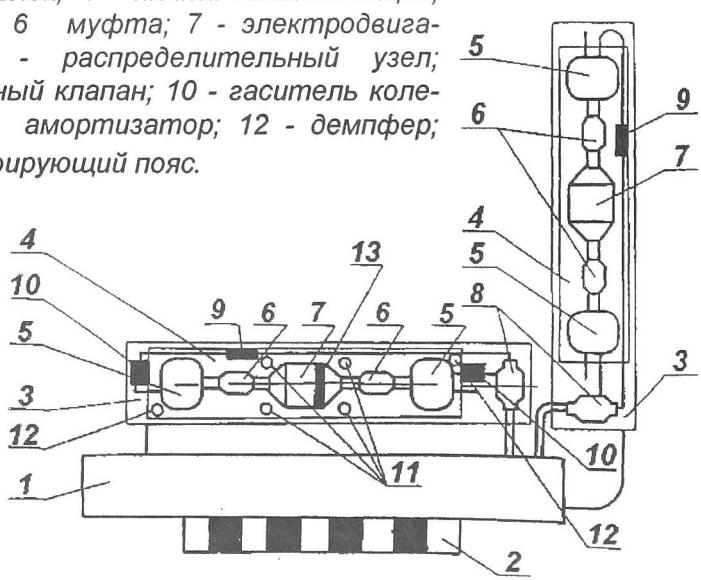


Рис. 5.20. Схема расположения агрегатов станка фирмы "VIKERS" с внесенными изменениями: 1 - станина с блоками гидроцилиндров; 2 - кулачковый механизм; 3 - маслоблок; 4 - плита маслостанции; 5 - насос; 6 муфта; 7 - электродвигатель; 8 - распределительный узел; 9 - обратный клапан; 10 - гаситель колебаний; 11 амортизатор; 12 - демпфер; 13 - демпфирующий пояс.

В результате исследований было установлено, что основными источниками шума являются вибрирующие элементы маслостанций (рис. 5.20). В гидравлических магистралях, присоединенных к поршневому насосу, наблюдался высокий уровень пульсаций рабочей среды.

В данном случае применение звукоизолирующих кожухов было затруднительно по конструктивным причинам. Установка гасителей колебаний давления на выходе из насоса дало эффект снижения интенсивности шума в различных октавных полосах на 5-8 дБ, что было недостаточно.

Дополнительно были реализованы следующие мероприятия:

- внедрена схема однокаскадной виброизоляции плиты насосной станции путем установки четырех амортизаторов и двух демпферов (рис. 5.21);

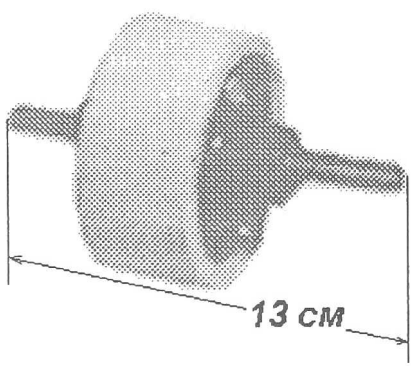


Рис. 5.21.

- на электродвигатель надет демпфирующий пояс (см. рис. 5.20).

Последующие исследования акустических характеристик станка показали, что:

- уровень пульсаций на входе в насос снизился в 2-3,5 раза;

- уровень пульсаций на выходе из гасителя колебаний рабочей среды снизился в 2-3,5 раза;

- снижение уровня интенсивности шума составило на рабочем месте оператора 5-20 дБ (рис. 5.22).

Таким образом, полученные шумовые характеристики соответствуют условиям технического задания и вопрос о внедрении данных конструктивных изменений был решен положительно.

Исходя из решения данной практической задачи видно, что вопросы обеспечения заданных динамических характеристик гидромеханических систем, снижения динамической нагруженности его элементов и уменьшения интенсивности шумоизлучения можно решать комплексно, применяя эффективные корректирующие устройства.

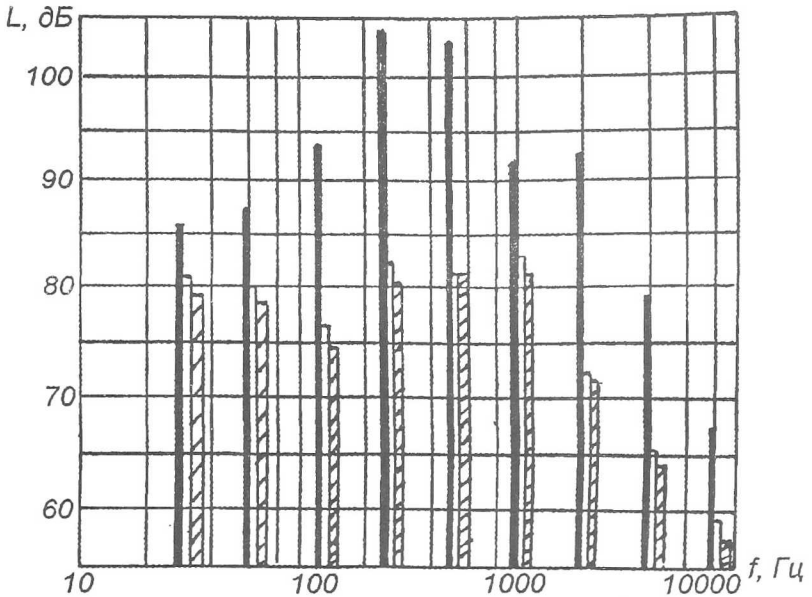


Рис. 5.22. Уровень интенсивности шума на рабочем месте:

- ■ *- до установки КУ (режим холостого хода);*
- ▨ *- после установки КУ (режим холостого хода);*
- □ *- после установки КУ (режим рабочего хода).*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1.Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей. -М.: Машиностроение, 1981. - 207с.

2.Алексеев А.К. Снижение амплитуд колебаний давления при резонансных режимах работы //Вестник машиностроения. - 1979.- №8.-с.15-17.

3.Андреев Н.Н. К расчету глушителей для моторов внутреннего сгорания //Журнал технической физики, 1946. - Т. XVI, вып. 6. - с.729 - 732.

4.Артоболевский И.И. и др. Введение в акустическую динамику машин.-М.:Наука,1979.-296с.

5.Артюхов А.В., Шорин В.П. Методика определения динамических характеристик гидравлических насосов //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. научн. тр. Куйбышев. авиац. ин-т. -Куйбышев, 1988. - с.70-77.

6.А.С. №311085, СССР МПК F 16 L 55/04. Гаситель колебаний давления для гидравлических магистралей/ Шорин В.П.(СССР) - № 1371524/25-08; Заявлено 03.11.69; Опубл. 09.08.71, Бюлл. №21.-2с.

7.А.С. №1216543, МКИ F 16 L 55/04. Гаситель колебаний давления/ Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В, Шорин В.П. (СССР) - №3782457/25-06. - Заявлено 10.08.84; Опубл. 07.03.86, Бюлл. №9.-3с.

8.А.С. 1695967 СССР, МКИ В01Д35/14. Гилравлический фильтр /В.П.Шорин, А.Г.Гимадиев, В.А.Букин, Е.В.Шахматов (СССР).-№ 4699064/26; Заявлено 20.02.89; Опубл. 07.12.91., Бюл.№45.

9.А.С. 1725964 СССР, МКИ В01Д27/08. Гилравлический фильтр /А.Г.Гимадиев, Е.В.Шахматов, А.Н.Крючков (СССР).- №4806232/26; Заявлено 26.03.90; Опубл. 15.04.92., Бюл.№14.

10.Атабеков Г.И. Основы теории цепей. - М. Энергия, 1969.- 424с.

11.Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов.-М.:Машиностроение,1967.-495с.

12.Башта Т.М. Снижение шума в гидросистемах //Вестник машиностроения. - 1971. - с.33-38.

13.Башта Т.М. и др. Надежность гидравлических систем воздушных судов. -М.: Транспорт, 1968. -425с.

14.Белов С.В. и др. Влияние вибраций конструкции на гидравлическое сопротивление дроссельных элементов //Изв. Вузов. Машиностроение. - 1976. - № 7. - с.62-65.

15.Белый Н.Г. К вопросу о вибрациях и выносливости трубопроводов //В сб.: Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Вып.19. КуАИ, Куйбышев,1965.- с.129-133.

16.Белый Н.Г. Снижение вибраций трубопроводов самолета, вызванных пульсацией давления жидкости //Авиационная промышленность. - 1960. -№1. - с.12-13.

17.Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. М.: Машиностроение, 1977.-190с.

18.Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем, ГИТТА, 1956. -с.35-43.

19.Боровский Б.И., Чучеров А.И., Хитрик В.Л. О спектральном составе сил, возбуждающих вибраций в турбомашинах //Изв. вузов. Авиационная техника. - 1986. - №3. с.49-51.

20.Босый Н.Д. Электрические фильтры. -Киев: ГИТЛ УССР, 1960. - 616с.

21.Бузицкий В.Н., Сойфер А.М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение //Труды КуАИ.-Куйбышев, 1965. -Вып. 19. -с.259 - 266.

22.Булгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. - М.: Машиностроение, 1974. - 264с.

23.Буренин В.В., Дронов В.П. Конструкции шестеренных насосов. - М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1982. - 40с.

24.Вабищев П.Н. Численное моделирование: Учебное пособие.- М.: изд-во Моск. ун-та, 1993. - 152с.

25.Валецкий В.М., Оксаненко А.Я. и др. Пути снижения шума и вибрации аксиально-поршневых насосов с клапанным распределением //Вестник машиностроения. - 1975. - № 3. - с.41-43.

26.Васильев Л.В. К расчету системы гидравлической компенсации зазоров в рабочей камере шестеренного насоса //Тракторы и сельхозмашины. - 1971. - № 7. - с.19-21.

27.Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т., Т.2 Колебания нелинейных механических систем/ Под ред. И.И.Блехмана. 1979.- М.: Машиностроение, 1979. - 351с.

28.Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т., Т.3 Колебания нелинейных механических систем/ Под ред. Диминтберга Ф.М., Колесникова И.С. 1980. - М.: Машиностроение 1979.- 544с.

29.Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф. и др. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. - Л.: Машиностроение, 1972. - 224с.

30.Вильнер П.Д., Кондрашов Н.С. Некоторые вопросы доводки прочности трубок ГТД //Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей: Сборник трудов КуАИ.-Куйбышев, 1965. -Вып.19.-с.143-155.

31.Вишенский Н.И. Исследование работы шестеренных насосов //Пневматика и гидравлика. - М., 1973. - с.264-273.

32.Владиславлев А.П., Малышев В.А. О некотором общем методе расчете различных типов гасителей колебаний давления //Машины и нефтяное оборудование / ВНИИОЭНП. - М., 1969. - № 6. - с.17-21.

33.Власов-Власюк О.Б., Форафонтов А.В. Определение параметров демпфера топливной системы ГТД //Авиационная промышленность 1973. - №7. - с.17-20.

34.Влияние закупоривания жидкости во впадинах между зубьями на шумность работы шестеренных насосов //ТПП, БССР, Минское отделение, № 737/4, 1980. - 14с.

35.Влияние колебаний рабочей среды на статические характеристики САР расхода топлива/ В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, И.В. Шабуров / Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1989. - 16с. - Деп. В ГосНИИ ГА 12.05.89, № 737-ГА.

36.Влияние рабочих параметров на пульсацию и уровень шума шестеренных гидронасосов/ЦНИИТЭСТРОЙМАШ, № ВП-82-14895, 1970. -12с.

37.Влияние рабочих параметров на пульсацию и уровень шума шестеренных гидронасосов /ВНИИТЭСТРОЙМАШ.- № БП-82-14895.-М., 1982. - 18с.

38.Гарасюта В.А. Динамические характеристики топливных систем //Тез. докл. XII научн.-техн. конф. молодых ученых и специалистов ЦИАМ, 13-16 января 1987. - М., 1987.-с.125.

39.Герштейн М.С. Динамика магистральных трубопроводов. - М.: Недра, 1992. - 283с.

40.Гимадиев А.Г., Крючков А.Н. Стабилизация характеристики запуска авиационного ГТД в условиях повышенных колебаний рабочей среды //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем аппаратов/ КуАИ. - Куйбышев, 1990. - с.35-42.

41.Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Расчет частотных характеристик гасителей колебаний в виде акустического RL - фильтра низких частот //Изв. вузов. Машиностроение. - 1983. - № 8.

42.Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Расчет частотных характеристик гасителя колебаний в виде параллельного резонатора //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/КуАИ.- Куйбышев, 1983. - с.35-42.

43.Гимадиев А.Г., Шорин В.П. Исследование постоянного перепада давления в непроточных магистралях при периодическом движении жидкости //Машиностроение. - 1978. - №6. - с.24-26.

44.Гимадиев А.Г., Шорин В.П., Шахматов Е.В. Об эффективности действия гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления //Изв. АН СССР Энергетика и транспорт. - 1986. - №4. с.147-155.

45.Гладкин П.А., Хачатурян С.А. Предупреждение и устранение колебаний нагнетательных установок. - М.: Машиностроение, 1964. - 275с.

46.Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. - М.: Наука, 1986. -368с.

47.Головин А.Н., Шестаков Г.В. Структура автоматизированного расчета гасителей колебаний давления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов/КуАИ. - Куйбышев, 1988. - с.20-25.

48.Гризодуб Ю.Н. К исследованию переменного движения жидкости в многоузловых гидравлических системах машин и автоматических устройств //Автоматика и телемеханика. - 1952. Т.XIII, №1. - с.55-60.

49.Гуков Б.Ф., Пархомов Д.А., Рабинович М.И. Экспериментальное исследование волновых процессов в гидросистеме и их влияние на динамику гидропривода //Труды ЦАГИ. - М., 1971. - Вып. 1356. - с. 13-15.

50.Гуков Б.Ф., Рабинович М.И. О влиянии параметров гидравлических устройств и места их установки на динамические свойства гидропередачи с трубопроводом //Теория пневмо- и гидропривода. - М., 1969. - с.170-178.

51.Гулиенко А.И. Влияние вибрации на характеристики гидромеханических регуляторов //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 1136. - М., 1988. - Вып. 24. - с.77-86.

52.Гулиенко А.И. Компоновочные эффекты уменьшения виброчувствительности гидромеханических САР //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 1071. М., 1984. - Вып. 23. - с.44-51.

53.Гулиенко А.И., Калнин В.М. Влияние механических возмущений на характеристики гидромеханических регуляторов силовых установок //Кавитационные автоколебания в насосных системах. - Киев, 1976. Ч.2. - с.128-134.

54.Гусин Н.В. Исследование пульсаций давления в высокооборотистом центробежном насосе //Гидравлические машины и средства гидроавтоматики: Межвуз.сб.науч.тр. - Пермь, 1988. с.9-13.

55.Давиденко М.Ф. Пульсации давления жидкости в напорных магистралях гидросистем //Вопросы технической эксплуатации летательных аппаратов и двигателей/КИИГА. - Киев, 1968. - Вып. 3. - с.25-27.

56.Дворянкин Н.Н. Нехарактерный шум газотурбинного двигателя //Авиационная промышленность. 1976. - № 10. - с.76-79.

57.Добринский Н.С., Андрианов Д.П. Возникновение пульсаций давления в напорной магистрали //Гидравлические системы металлорежущих станков и промышленных роботов. - М., 1987. - с.89-95.

58.Дундур Е.А. Исследование пульсаций подачи шестеренных насосов //Гидравлические машины и средства гидроавтоматики: Межвуз. сб. научн. тр. - Пермь, 1986. - с.11-15.

59.Есин В.И., Кузнецов Ю.Д. Волновые процессы в гидромагистралях при срабатывании отсеченного клапана //Изв. вузов авиационная техника. - 1976. - №4. - с.88-94.

60.Ефремов Ю.В., Жуковский А.Е., Шахматов Е.В. Особенности динамических процессов в авиационных двигателях на альтернативном топливе //Тез.докл.2-й научно-техн. конф. - Самара, 1992. - 352с.

61.Зайончковский Г.И., Кондрашов Г.М., Подрез Г.Н., Гадиоченко А.Я. Влияние колебаний давления питания гидроусилителей на частотные характеристики системы управления вертолетом //Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев, 1979. - Вып. 15. - с.34-37.

62.Зайченко Н.З., Болтянский А.Д. Понижение уровня шума путем улучшения конструкции торцевого распределителя //Вестник машиностроения, 1969. - №4. с.38 – 41.

63.Захаров Н.Д. Использование решений волнового уравнения при моделировании систем подачи жидкости с регулятором расхода //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 1071. - М., 1984. - Вып. 23. - с.45-52.

64.Захаров Н.Д., Сгибнев С.Б. Математические модели типовых элементов узлов гидросистем, содержащих элементы с распределенными и сосредоточенными параметрами //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 1136. - М., 1985. - Вып. 24. - с.77-84.

65.Зилке, Уайли, Келлер. Вынужденные и самовозбуждающиеся колебания в линиях подачи топлива //Труды ASME: Теоретические основы инженерных расчетов. Сер. Д. - 1969. № 4. - с.112-118.

66.Измоясеров В.А., Моисеев В.М., Севостьянов Н.Я. Экспериментальное исследование пульсаций давления жидкости в напорном трубопроводе плунжерного насоса //Прочностные и гидравлические характеристики машин и конструкций. - Пермь,1974. -с.96-101.

67.Исакович М.А. Общая акустика. М: Наука, 1973. -496с.

68.Исследование влияния колебаний рабочей среды на характеристику запуска авиационного ГТД / А. Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.Н. Шорин, И.В. Шабуров //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов/ КуАИ. - Куйбышев, 1990. - с.87-89.

69.Исследования влияния параметров фазораспределения на пульсацию давления в напорной магистрали / Я.Р. Вуль, Д.Н. Попов, А.К. Алексеев, В.Г. Герасимов //Вестник машиностроения. -1977. -№ 7. - с.23-26.

70.Исследование характеристик пульсаций нагнетаемого давления в шестеренчатых насосах / ТПП.- 118341/3.- М, 1987.- 24с.

71.К вопросу о влиянии вибраций на расходные характеристики капилляров /А.Я.Оксененко, Д.А.Каминокая, З.Я.Лурье, Т.Д.Делятицкая //Автоматизация и электрификация объектов нефтяной промышленности. - Грозный, 1978. - Вып. 1. - с.98-104.

72.Кинелев В. Г. Колебания давления и вибрации трубопровода в гидравлической системе с осевым насосом //Труды МВТУ. -1985. - Вып. № 442. - с.3-10.

73.Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин / Под ред. проф. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1978. - 280с.

74.Колесников А.Е. Шум и вибрация: Учебник. -Л.: Судостроение,1988. - 242с.

75.Колесников К.С. Продольные колебания ракеты с жидкостным ракетным двигателем. - М.: Машиностроение, 1970. - 260с.

76.Колесников К.С., Рыбак С.А., Самойлов Е.А. Динамика топливных систем ЖРД. - М.: Машиностроение, 1975. - 172с.

77.Колесниченко К. А. Влияние полости в напорной магистрали насоса на пульсацию давления //Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев, 1968. - Вып. 4. - с.77-85.

78.Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. - М.: Наука, 1976. - 320с.

79.Комаров А. А. Причины усталостных разрушений трубопроводов самолетов и двигателей //Авиационная промышленность. -1960. - № 1.с.13-18.

80.Комаров А.А., Сапожников В.М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. -М.: Машиностроение, 1987. - 232с.

81.Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. -М.: Машиностроение, 1972. - 240с.

82.Кондрашов Н.С. Возбуждение поперечных колебаний трубопроводов пульсациями давления //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ КуАИ.-Куйбышев, 1967. -Вып. XXX.-с.118-129.

83.Кондрашов Н.С. О параметрических колебаниях трубопроводов //Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Сборник трудов КуАИ. вып 11, Куйбышев, 1965. - с.173-181.

84.Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упруго-пористого материала МР: Учеб.-справ. пособие ч.1/ Д.Е.Чегодаев, О.П.Мулюкин, Е.В.Колтыгин. - НПЦ "Авиатор": Самара, 1994, 156с.

85.Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упруго-пористого материала МР: Учеб.-справ. пособие ч.2/ Д.Е.Чегодаев, О.П.Мулюкин, Е.В.Колтыгин. - НПЦ "Авиатор": Самара, 1994, 100с.

86.Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. - М.: Машиностроение, 1976. - 240с.

87.Коротков Ф.А. и др. Некоторые случаи возникновения колебаний числа оборотов авиационных двигателей //Авиационная промышленность. - 1974. - № 1. - с.26-32.

88.Кузьмин Ю.А., Комаров В.М. О колебаниях золотника центробежного регулятора, вызванных статической и динамической неуравновешенностями //Авиационная промышленность. - 1983. - №11. - с.38-40.

89.Леньшин В.В., Шахматов Е.В. Типовые модели гидромеханических элементов систем управления и топливопитания

ГТД/СГАУ.-Самара,1993. -31с., - Деп. в ВИНИТИ 25.11.93, №2918-В93.

90.Лысенко В,С., Гаврилов А. С. К вопросу о пульсации роторных аксиально-плунжерных машин с наклонным блоком и двойным карданом //Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев,1973. - Вып. 9.

91.Майер Д. Торцовые уплотнения. - М.: Машиностроение, 1978. - 520 с .

92.Матвеенко А.М., Зверев И.И. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1982. - 296с.

93.Мацияк В.Н., Гулиенко А.И., Раковский В.Е. О возбуждении низкочастотных колебаний расхода топлива при совместных вибрационно-пульсационных возмущениях //Автоматическое регулирование двигателей летательных аппаратов: Труды ЦИАМ № 963. - М., 1981. - Вып. 21. - с.67-79.

94.Мельков В.И., Пашкин А.И., Лебедев В.А„ Слабожанин Г.Д. Исследование влияния вибрации на работу системы бак - насос //В сб.: Материалы научно-технической конференции. Томск, ТИСИ, 1972.

95.Мельков В.И., Слабожанин В.Д. Распределение скоростей в элементах гидроавтоматики при вибрации //Чечено-Ингушский Государственный Университет. Автоматизация и электрификация объектов нефтяной промышленности. -сб. трудов. Выпуск 1. Грозный1978. -с.92-97.

96.Михеев Ю.С. Исследование работоспособности гидроакустического фильтра в магистралях летательных аппаратов //Изв. вузов. Авиационная техника. - 1986. -№ 1. -с.106-108.

97.Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры / В.В. Хильчевский, А.Е. Ситников, В. А. Ананьевский. - М.: Машиностроение, 1989. - 208с.

98.Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. М.: Машиностроение, 1977. - 208с.

99.Нау Б.С. Гидродинамика торцовых уплотнений //Проблемы современной уплотнительной техники. - М., 1976.- с.432-464.

100.Нгуен Ван Дао. Динамическое гашение автоколебаний в механических системах с источником энергии ограниченной мощности //Нелинейные задачи динамики машин. - М., 1992. -с.63-69.

101.Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред. Д.Т. Харрье, Ф.Г. Рирдона. - М.: Мир, 1975. - 869с.

102.Нехай С.М. Колебания в системе гидропривода, возбуждаемые пульсирующей подачей жидкости //Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев, 1972. - Вып.8. - с.140-146.

103.Ольсон Г. Динамические аналоги. - М.: Госизд. Иностранной литературы, 1947. - 224с.

104.Орлов Ю.М. Авиационные объемные гидромашины с золотниковым распределением. -Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 1993. - 251с.

105.Орлов Ю.М., Носов Л.И. К оценке пульсации давления в насосах //Авиационная промышленность. - 1986. №-17.- с.31-34.

106.Павлов С.В., Патласов В.Г. Некоторые результаты экспериментального исследования пульсаций давления на стороне нагнетания плунжерного насоса //Гидравлические машины и средства гидроавтоматики. Межвуз. сб. научн. тр. Пермь, 1988. - с.7-9.

107.Палей Г.Э., Терехов Н.Ф. Исследование колебаний давления, вызванных несовершенством распределения насоса //Вопросы динамики систем автоматического управления. - Челябинск, 1970. - с.153-157.

108.Пересадько Ю.В. Динамика гидравлического следящего привода с корректирующим устройством //Транспортное и энергетическое машиностроение. -1986. - №12. -с.77-81.

109.Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. - М.; Машиностроение, 1977. - 352с.

110.Писаревский В.М. Гасители колебаний газа. - М.: Недра, 1986.

111.Писаренко Г. С. К расчету колебаний механических систем с учетом демпфирования //Нелинейные задачи динамики машин. - М., 1992. - с.85-92.

112.Погодаев Ф.Г. Выбор геометрических параметров торцовых механических уплотнений //Вопросы надежности гидравлических систем. - Киев. 1961. - Вып. II.- с.41-56.

113.Попов Д.Н. Динамика и регулирование пневмо- и гидросистем. - М.: Машиностроение, 1977. - 424с.

114.Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. - М. Машиностроение, 1982. - 240с.

115.Рабинович М.И. Синтез на ЭВМ сложной гидросистемы с оптимальным гашением пульсации давления на примере сливных линий гидроприводов //Гидроприводы и гидроавтоматика /ЛДНТП. - Л., 1968. - Ч.2. - с.44-49.

116.Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. -М.: Машиностроение, 1973. -352с.

117.Разработка и исследование малогабаритных гасителей для демпфирования колебаний рабочей среды в агрегатах систем управления ГТД /В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков //Газотурбинные комбинированные установки: Тез. докл. Всес. конф. - М., 1987. - с.180.

118.Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. - М.: Госиздфизмат. Литературы, 1961. - 500с.

119.РТМ 1668-82. Гасители высокочастотных колебаний для гидравлических систем: Руководящий технический материал авиационной техники. - М.: НИИСУ 1982. - 76с.

120.РТМ 1672-82. Гасители колебаний давления жидкости с активным волновым сопротивлением: Методика расчета параметров: Руководящий технический материал авиационной техники: -М.: НИИСУ, 1982. - 21с.

121.РТМ 1672-82. Гасители колебаний давления жидкости с активным волновым сопротивлением: Руководящий технический материал авиационной техники. - М.: НИИСУ, 1982. - 280.

122.РТМ 1682-84. Гасители колебаний давления жидкости резонансного типа: Руководящий технический материал авиационной техники. - М.: НИИСУ, 1984. - 47с.

123.РТМ 1683-84. Гасители колебаний жидкости для систем измерения давления: Руководящий технический материал авиационной техники. - М.: НИИСУ, 1984. - 37с.

124.РТМ 1718--88. Гасители колебаний давления жидкости для гидромеханических и электрогидравлических устройств систем управления летательных аппаратов: Руководящий технический материал авиационной техники. - М.: НИИСУ, 1988. - 21с.

125.Рубинов В.Я., Покровский Б.В. Влияние чисел лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата на виброакустические характеристики центробежного насоса //Труды ВНИИТидромаш.-1975. - Вып. 46. - с.71-89.

126.Сахно Ю. А. Динамика гидропривода с учетом вынужденных колебаний //Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев ,1979. -Вып. 15. - с.54-58.

127.Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. - М.: Машиностроение, 1982. - 280с.

128.Селивановский Ю.М., Чуешко К.Е., Поповский С.Ш. Виброакустические характеристики шестеренных насосов основного типа и их использование для анализа рабочего процесса //Труды

Николаевского кораблестроительного института. -Николаев, 1973. Вып. 77 с.17-20.

129.Соколов Н.И. Приближенный графоаналитический метод определения амплитудно-фазовых характеристик по переходным функциям //Некоторые методы расчета систем автоматического регулирования и их элементов; Труды МАИ. - Л., 1959. -Вып. 112. - с.66-72.

130.Справочник по технической акустике: Пер. с нем./ Под ред. М.Хекла и Х.А.Мюллера.-Л.: Судостроение, 1980. -440с.

131.Старобинский Р.Н. Некоторые вопросы конструирования и расчета гасителей пульсации с параллельной фрикцией //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ КуАИ. - Куйбышев, 1967. - Вып. XXX. - с.195-205.

132.Стародуб Н.П., Домрачев А.Ф., Буслов В. К. Применение стабилизирующего и корректирующего устройств в исполнительном гидравлическом приводе //Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - Киев, 1988. -124. -с.43-49.

133.Сулейманов М.М., Вечхайзер Л.И. Шум и вибрация в нефтяной промышленности; Справочное пособие, М. Недра, 1990. -160с.

134.Таршиш М.С., Карасев Б.Е., Рогачев Н.Ф. Гасители пульсации давления в измерительной магистрали //Авиационная промышленность. - 1964. -№9. -с.52-54.

135.Фельдштейн А.Л., Явич Л.Р. Синтез четырехполюсников и восьмиполюсников на СВУ. -М.: Связь, 1971. - 388с.

136.Феодосьев В.И. О колебаниях и устойчивости трубы при протекании через нее жидкости //Инженерный сборник АН СССР, ОТН, институт механики, ТХ, 1951. -с.54-65.

137.Фролов К.В., Гельман А.С., Синев А.В., Фурман Ф.А. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин. –М.: Машиностроение, 1973. – 280с.

138.Фурсенко А. К. О влиянии высокочастотных колебаний в рабочем процессе на акустическую активность аксиально-поршневых гидромашин //Вестник машиностроения. - 1992. -№1. - с.22-24.

139.Чарный И. А. Неустановившееся течение реальной жидкости в трубах. - М.: Недра, 1975. - 108с.

140.Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П. Гидропневмотопливные агрегаты и их надежность. - Куйбышев: Кн. изд-во, 1990. - 104с.

141.Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Из-во СГАУ, 1997. 334с.

142.Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В., Управляемая виброизоляция (Конструктивные варианты и эффективность). -Самара, 1995, 143с.

143.Шахматов Е.В. К исследованию пульсационного состояния в магистралях гидравлической системы управления механизацией сопла и компрессора ГТД //Труды первой НТК молодых ученых и специалистов КуАИ/ Куйбышев, 1981. - с.130 - 142. ДСП в ВИНИТИ 3.10.81. № 1210-81.

144.Шахматов Е.В. Малогабаритные устройства коррекции динамических характеристик агрегатов ПГС //Тез. докл. Всес. научно-техн. конф. - Куйбышев, 1990. - с.64.

145.Шахматов Е.В. О виброакустическом взаимодействии элементов гидромеханических и топливных систем авиационных двигателей //Динамические процессы в силовых и энергетических установках ДЛА / СГАУ. - Самара, 1993. - с.37-42.

146.Шахматов Е.В. О выборе параметров корректирующих устройств для подавления колебаний в гидравлических цепях систем управления //Динамические процессы в силовых и энергетических установках ЛА / КуАИ. - Куйбышев, 1990. - с.38-43.

147.Шахматов Е.В. Снижение вибропульсационных нагрузок и обеспечение требуемых динамических свойств гидромеханических и топливных систем двигателей и летательных аппаратов //Материалы 2-й научно-техн. конф. - Самара, 1992. - с.28.

148.Шахматов Е.В., Шабуров И.В., Гимадиев А.Г. Анализ динамических характеристик шестеренных насосов и определение путей снижения их пульсационной производительности / КуАИ. - Куйбышев, 1989. - 76с. -Деп. в ВНИИТЭМР 06.01.90, № 287-мш89.

149.Шахматов Е.В., Шестаков Г.В., Использование гасителей колебаний для коррекции динамических характеристик гидравлических магистралей систем управления //Труды 2~й научно-техн. конф. молодых ученых и специалистов КуАИ / КуАИ. - Куйбышев, 1982. - с.92-100. - Деп. в ВИНИТИ 17.11.84, № 6-84.

150.Шишонков Н.А. Биения давлений в объемных гидропередачах //Точность и надежность механических систем. Задачи и методы технической диагностики. Рига, 1984. - с.65-71.

151.Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. -М.: Машиностроение, 1980. -156с.

152.Шорин В.П. Проектирование гасителей колебаний типа акустического фильтра низких частот//Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ КуАИ. - Куйбышев, 1972. -Вып. 51 - с.161-169.

153.Шорин В.П. Экспериментальное определение частотных характеристик элементов трубопроводных систем //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов / КуАИ. - Куйбышев, 1969. - Вып. 20.- с.256-261.

154.Шорин В.П., Гимадиев А. Г., Крючков А.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование влияния пульсации давления на точность регулятора расхода топлива //Проектирование и эксплуатация гидравлических систем и гидропневмопривода машин, автоматов и промышленных роботов в ХП пятилетке; Тез. докл. Всес. научно-техн. конф. - Киев, 1987. - с.37.

155.Шорин В.П., Гимадиев А. Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для гидравлических цепей систем управления //Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. - 1987. -14. -с.127-133.

156.Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Проектирование гасителей колебаний для демпфирования пульсации давления в системах управления ГТД //Изв. вузов. Машиностроение. - 1982. -№7. -с.65-68.

157.Шорин В.П., Конев А.Г. Влияние пульсаций давления и вибраций корпуса на точность показания манометров //Авиационная промышленность. -1968. -112. -с.43-45.

158.Экспериментальная отработка мероприятий по снижению колебаний давления жидкости в шестеренном насосе /А.В. Артюхов, О.Ю. Кныш, В.М. Щербаков, Е.В. Шахматов //Динамические процессы в силовых и энергетических установках ЛА. - Самара, 1993. -с.12-15.

159.Юдин Е.М. Шестеренные насосы. -М.: Машиностроение, 1964. - 232с.

160.Edge K.A. A new method for evaluating the fluid borne noise characteristics of positive displasement pumps//Proc.7th Int.Fluid Power Symposium 16-18 Sept 1986.Paper 29.-The Fluid Engineering Centre, Cranfield, Bedford MK43 OAJ, Enghland, 1986.- P.253-260.

161.Gosele R. Flussigkeitsschalldampfer in Hydrauliksystemen reduzieren Schallausbreitung // Maschinenmarkt, Wurzburg 87(1981) 77. - P.1596 - 1599.

162.Haarhaus M. Minderung von Druckschwingungen in Flussigkeitsrohrleitungen // Olhydraulik und Pneumatik. - 1981. - Nr10. P.802 - 806.

163.Hauptmann E.G., Mardon J. Design of hydraulik surge suppression devices // Transactions of the Technical Section. - 1981. - Vol.7, №3. - P.45 - 53.

164.Hoffemann D. Die Dampfing von Flussigkeitsschwingungen in Olhydraulikleitungen. - VDJ - Forshungsheft 575, Dusseldorf. 1976. - 48p.

165.Hoffmann D. Wirkungsgrad und Pulsation verschiedener Zahnradpumpenbanarten und ihr Einflus auf den Einsatzbereich // Olhydraulik und pneumatik. - 1974. - 18. - P. 9 - 13.

166.Kojima E., Shinada M. Characteristics of fluidborne noise generated by fluidpower pump// Bulierin of JSME.- 1984.- Vol.27,N 232.-P.2188-2195.

167.Link B. Forderstrompulsation von Asenzahnradpumpen // Olhydraulik und pneumatik. - 1986. - 30, №11. - P. 11-15.

168.Masuda K., Ohuchi H. Noise reduction of a variable piston pump with even number of cylinders// Fluid Power. Proceeding of the third JPS International Symposium on Fluid Power: Yokohama, 1996.-P 91-96.

169.Rebel J. Minderung der Druckpulsation in Hydrauliksystemen durch Gegendruckpulsation und ihre Auswirking auf die Gerauschemission, 1980. - 133p.

170.Scheffel G. Einflub des hydraulischen Schwingyngsdampfes auf das dynamische Verhalten eines Druckbegrenzungsventils // Olhydraulik und pneumatik. - 22(1978). - №10. - P.583 - 586.

171.Schorin V., Gimadiew A., Schachmatov E. Dampfungsvorrichtungen des Arbeitsmediums in hydrodynamische Steierungssystemen // 7 Fachtagung Hydraulik und Pneumatik: Tagungsmaterialen. Dresden, 1987. Band I, II. - S.236 - 245.

172.Wegener J. Reflektionsschalldampfer banen durch Verdrangerpumpen hervorgerufenen Flussikeitsschall // Maschinenmarkt, Wurzburg. - Nr.19 - 5. Marz 1974. - P.303 - 305.

173.Zeiger G.,Akers A. Dynamic analysis of an axial piston pump swsahplate control//Proc.Inctn.Mech.Engrs.- Vol 200 NoC1.- P. 49-58.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения. 3
Сокращения. 6
Введение 7

Глава 1. **Источники колебаний и шума** 11
1.1. Возможные механизмы возникновения колебаний в гидромеханических системах. 11
1.2. Источники гидромеханических колебаний 16
1.3. Методы подавления колебаний. 51

Глава 2. **Динамические характеристики насосных агрегатов** 59
2.1. Динамика шестеренных гидронасосов 59
2.2. Моделирование динамических процессов в гидромеханических системах с шестеренными насосами . . . 81
2.3. Технологические и конструктивные мероприятия по совершенствованию виброакустических характеристик шестеренных насосов 86
2.4. Динамика плунжерных гидронасосов 93
2.5. Снижение кинематического возбуждения трубопроводов в системах подачи рабочей среды с плунжерными и шестеренными насосами 100

Глава 3. **Виброакустические характеристики элементов гидромеханических систем** 108
3.1. Динамические модели трубопроводных элементов . 109
3.1.1. Пульсационная модель трубопровода 109
3.1.2. Виброакустическая модель трубопровода . . 113
3.2. Динамическая модель емкостных элементов ПГС 123
3.3. Линеаризованные модели элементов ПГС 128
3.3.1. Линеаризованные модели типовых элементов гидромеханических систем 129
3.3.2. Автоматизация расчетов динамических характеристик элементов ПГС 143
3.4. Исследование виброакустических характеристик элементов пневмогидромеханических систем. 149

3.4.1. Методика экспериментального исследования динамических характеристик пневмогидромеханических агрегатов 149
3.4.2. Аппаратурная реализация методов экспериментального определения динамических характеристик пневмогидромеханических устройств 153
3.4.3. Исследование динамических характеристик трубопроводов 157
3.4.4. Исследование виброакустических характеристик элементов ПГС при их силовом возбуждении пульсациями рабочей среды 168

Глава 4. **Гасители колебаний для гидромеханических систем** 180
4.1. Принципы построения гасителей колебаний рабочей среды 181
4.1.1. Реактивные гасители 182
4.1.2. Гасители активного типа 188
4.1.3. Гасители для систем топливопитания ЖРД 194
4.1.4. Фильтры-гасители 196
4.2. Основы теории расчета корректирующих устройств . . 207
4.3. Алгоритм выбора оптимальной схемы гасителя 220
4.4. Гасители вибраций 228

Глава 5. **Эффективность мероприятий по снижению виброакустических нагрузок в гидромеханических системах** 234
5.1. Исследование эффективности мероприятий по снижению динамической нагруженности двублочного шестеренного насосного агрегата. 234
5.2. Разработка гасителей колебаний для топливной системы двигателя НК-25. 244
5.3. Гасители колебаний для гидросистем станков. 246
5.4. Гасители колебаний для технологических линий Волжского Автомобильного завода. 250
5.5. Применение корректирующих устройств для снижения шумности гидромеханических систем. 251

Список литературы 255

Гимадиев Асгат Гатьятович
Крючков Александр Николаевич
Леньшин Валерий Валентинович
Прокофьев Андрей Брониславович
Шахматов Евгений Владимирович
Шестаков Георгий Валентинович
Шорин Владимир Павлович

СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Под редакцией **В.П. Шорина и Е.В.Шахматова**

Компьютерная верстка Ю.К.Перлов

Корректор Л.М.Лапчук

Отпечатано в типографии "Венета", г. Самара
Заказ № 269 , тираж 250 экз.