

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Е. В. Шахматов, А. Н. Крючков, А. Г. Гимадиев

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

Электронное учебное пособие

САМАРА
2011

УДК 621.452(075)

ББК 39.65

Авторы: **Шахматов Евгений Владимирович,**
Крючков Александр Николпкевич,
Гимадиев Асгат Гатъятович

Рецензент:

Заведующий кафедрой конструкция и проектирование двигателей ЛА д-р.
техн. наук,
профессор С.В. Фалалеев

Шахматов, Е. В. Динамические процессы в гидравлических и пневматических системах летательных аппаратов [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Е. В. Шахматов, А. Н. Крючков, А. Г. Гимадиев; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (4,6 Мбайт). - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Изложены методы исследования динамических процессов в гидро – и пневмосистемах ЛА, представленных в сосредоточенных и распределенных параметрах: методы передаточных и частотных функций; импедансный метод, метод характеристик. Показаны пути дальнейшего совершенствования систем применением элементов дискретной автоматики. Представлено оборудование и измерительно-обрабатывающий комплекс датчиков и аппаратуры для экспериментальных исследований агрегатов пневматических систем.

Учебное пособие рекомендуется для аспирантов по специальностям 01.02.06 «Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры», 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов», и может быть полезна для магистрантов и студентов старших курсов при изучении соответствующих разделов учебных дисциплин.

Подготовлено на кафедре АСЭУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

K - коэффициент передачи

L - акустическая индуктивность

G - массовый расход

$M(\omega)$ - амплитудно-частотная характеристика

P - давление

R - гидравлическое сопротивление

F - площадь

ρ - плотность рабочей среды

ω - угловая частота колебаний

$j = \sqrt{-1}$ - мнимая единица

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

ШИМ - широтно-импульсная модуляция;

ДБУР - дискретный блок управления расходом,

КПД – коэффициент полезного действия;

КИУ - коммутируемое инерционное устройство;

ЛА - летательный аппарат

САР - система автоматического регулирования

ПГС – пневмо-гидросистема

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение	6
1 МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЭЛЕМЕНТОВ ПНЕВМО - И ГИДРОСИСТЕМ	9
1.1 Порядок решения задачи по изучению динамических процессов в пневмогидравлических системах	9
1.2. Рабочие среды и их свойства, влияющие на динамику пневмогидравлических систем	11
1.3 Математические модели дросселирующих элементов ПГС	23
1.3.1. Дросселирующие элементы с неизменной геометрией	23
1.3.2 Регулируемые дроссели	30
2 МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ	32
2.1. Динамические процессы в гидравлических и пневматических системах	32
2.2. Метод частотных функций	37
2.2.1 Трубопровод как акустический четырёхполюсник	37
2.2.2 Характеристики трубопровода с различными граничными условиями	42
2.2.3 Частотные характеристики соединений трубопроводов	49
2.2.4 Характеристики трубопроводов с учетом гидравлических потерь на трение	52
2.3. Импедансный метод расчета частотных характеристик ПГС	54
2.4. Метод характеристик для расчета переходных характеристик ПГС	64
3 ДИСКРЕТНАЯ ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА	76
3.1 Развитие направления по применению дискретной гидравлики	76
3.2 Разделы дискретной гидравлики	79
3.2.1 Дискретные гидравлические клапаны	80
3.2.2 Дискретный гидравлический насос	82
3.2.3 Дискретный гидравлический усилитель	83
3.2.4 Дискретный гидравлический преобразователь	84
3.2.5 Цифровая гидравлическая система	

распределения мощности (ЦГСРМ)	85
3.3. Техника параллельного соединения	86
3.3.1 Параллельные клапаны	86
3.3.2 Параллельно соединенные насосы.	87
3.3.3 Параллельно соединенные двигатели	87
3.3.4 Исследования по клапанной технике	87
3.4 Дискретные гидравлические системы	88
3.4.1 Характеристики дискретных гидравлических систем	88
3.4.2 Системы с цифровыми клапанами и электрической обратной связью по нагрузке	89
3.4.3 Система с цифровыми клапанами, с электрической обратной связью по нагрузке и с противодавлением на сливе	91
3.4.4. Цифровой преобразователь (трансформатор) «насос-мотор» и цифровые клапаны	92
3.4.5 Цифровой преобразователь «насос-мотор», цифровые клапаны и бак с наддувом	93
3.4.6 Цифровые цилиндры	95
3.4.7 Преобразователи (трансформаторы)	97
4 ГИДРОПРИВОД С ДИСКРЕТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ И ЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ	98
4.1 Динамические модели элементов гидропривода	98
4.1.1 Модель трубопровода	98
4.1.2 Емкостные элементы	102
4.1.3 Упругая перегородка	103
4.1.4 Соединительные каналы	104
4.1.5 Дросселирующие элементы	104
4.2 Математические модели корректирующих устройств	105
4.3 Математическая модель гидросистемы с дискретным управлением	107
5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В АГРЕГАТАХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ	111
5.1 Стендовое оборудование для исследования динамических процессов в пневматических системах	111
5.2 Измерительные приборы и программное обеспечение по обработке экспериментальных данных	115
5.3 Оценка погрешности измерения параметров колебательных процессов и методика сравнения экспериментальных данных с результатами расчета	118
Список использованных источников	127

Введение

В зависимости от того, насколько быстро происходит смена состояния объектов, можно разделить на установившиеся и неуставившиеся во времени или динамические процессы. В объектах с установившимися процессами изменение физических параметров в рассматриваемом отрезке времени можно принять с какой-то погрешностью неизменными.

Динамические процессы в объектах характеризуются изменением физических параметров во времени, которые можно подразделить в рассматриваемом отрезке времени на медленно меняющиеся и быстропеременные. Примером медленно меняющихся процессов в пневмогидравлических системах являются в основном рабочие режимы, протекающие с малой скоростью. Это движение исполнительных органов в виде поршней, вращение гидравлических моторов, накачка или опорожнение газовых баллонов и многие другие аналогичные процессы.

К быстропеременным или динамическим процессам относятся:

- срабатывание пневматических и гидравлических клапанов;
- процессы нагнетания жидкости в качающих узлах гидравлических и топливных насосов;
- гидроударные процессы в трубопроводных магистралях ПГС;
- автоколебательные процессы, характеризующиеся большой амплитудой и постоянной частотой колебаний и другие аналогичные быстропеременные процессы.

Динамические процессы отличаются от установившихся процессов большими скоростями и соответственно большими усилиями, действующими на элементы систем и в некоторых случаях к прекращению функционирования объектов различного назначения. Поэтому при проектировании, изготовлении и эксплуатации пневмогидравлических систем, особое внимание уделяется динамическим процессам, ибо без их учета невозможно создать надежную технику.

В большинстве гидравлических систем, для управления скоростью и/или усилием нагрузки используют дросселирующие клапаны, которые сбрасывают давление или уменьшают расход. Это простой, но крайне неэффективный метод, при котором избыточная энергия рассеивается в виде теплоты, и таким образом теряется более 50% входной мощности на нагрев окружающей среды. Кроме того, клапаны могут служить только для понижения расхода и давления, а не для их повышения. Этот метод аналогичен использованию мощных потенциометров или реостатов для управления скоростью электромотора путем снижения тока и напряжения; такой расточительный метод не может быть приемлем сегодня.

Есть несколько альтернативных методов:

1. Насосы и моторы переменной производительности. Это очень эффективный и широко распространенный метод. Однако такие насосы и моторы дороги, и могут возникнуть проблемы с их управлением из-за люфтов и трения, особенно при нулевом расходе.

2. Сервомотор с регулируемой скоростью. Это решение становится все более возможным благодаря достижениям в области силовой электроники, но существенным ограничением является скорость реакции.

3. Гидромеханический трансформатор. Такие устройства могут быть сложны и дорогостоящи и не подходят для широкого применения.

Тенденции развития гидропривода в направлении повышения энергетической эффективности и одновременного снижения габаритов и массы привели к появлению новых методов и средств управления потоком рабочей жидкости. Эти методы основаны на использовании дискретной техники. Клапаны дискретного действия относительно просты, дешевы и надежны. По данным зарубежных источников применение таких средств позволяет повысить КПД гидропривода на десятки процентов. В настоящее время работы по созданию и совершенствованию таких устройств и методов управления ими проводятся в ряде ведущих исследовательских центров мира. В связи с этим создание новых энергетически эффективных методов и

средств дискретного управления гидроприводом с учетом их динамических свойств является важным и актуальным.

При создании пневмогидравлических систем, гидропривода ЛА и других энергетических объектов внедряются все более новые методы и средства, в разработке которых принимают активное участие молодые научные кадры, прошедшие через аспирантуру.

Изложенный материал монографии, по мнению авторов, поможет аспирантам быстрее освоить предмет и методы исследований по выбранной им научной специальности и защититься в установленные сроки.

1 МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЭЛЕМЕНТОВ ПНЕВМО - И ГИДРОСИСТЕМ

1.1 Порядок решения задачи по изучению динамических процессов в пневмогидравлических системах

При проектировании агрегатов и систем гидропневмоавтоматики, а также исследовании характеристик существующих систем с учетом их динамических свойств, важное значение имеет правильное составление расчетной модели. У расчетчиков не вызывает затруднение в определении статических характеристик систем. Обычно расчетные и экспериментальные характеристики достаточно точно совпадают. Труднее обстоит дело с расчетом динамических характеристик, анализом качества переходных процессов, определением устойчивости систем, автоколебаний, частотных характеристик. Это связано с тем, что вопросами динамики систем, начали заниматься в широком масштабе лишь в последние 15-20 лет, когда начали выпускаться быстродействующие устройства, стали более динамичны летательные аппараты и двигатели. В связи с этим в данном курсе будет уделено основное внимание динамическим процессам и явлениям, оказывающим влияние на эти процессы.

При решении любой задачи по исследованию динамических характеристик систем можно принять следующий порядок решения[1-8]:

1. Составляется структурная схема системы с выделением отдельных типовых элементов с четко обозначенными входными и выходными параметрами.
2. На основе общих уравнений механики, баланса энергии составляются дифференциальные уравнения элементов и узлов систем с принятием определенных упрощающих допущений.
3. Записываются уравнения для краевых условий (начальных и граничных) для каждого из элементов. В эти же уравнения входят уравнения,

связывающие входные (управляющие воздействия, внешние возмущения) параметры и выходные параметры системы.

4. Составленная система уравнений анализируется с учетом задач исследования. Решается вопрос о допустимости линеаризации нелинейных характеристик, методах и средствах решения систем уравнений.

Составленная система дифференциальных уравнений определяет как статические, так и динамически характеристики систем. Для расчета статических характеристик полагают производные по времени, входящие в уравнения, равными нулю. Далее расчет сводится к решению обычных алгебраических уравнений. Статическая характеристика может использоваться как контрольная точка в динамической характеристике системы. Для полного описания динамических процессов в системе необходимо составлять уравнения с учетом многих факторов, т.е. с принятием минимума допущений. Учет многих факторов приводит к таким сложным зависимостям, что уравнения становятся трудно разрешимыми или для решения которых требуется большое машинное время и сложная программа. С другой стороны упрощенное рассмотрение элементов хотя и позволяет получать простые уравнения, но при этом можно упустить существенные признаки системы или получить качественно неверный результат. Выбор «золотой» середины зависит от опыта, искусства расчетчика, от степени сложности и исследованности рассматриваемых систем.

Прежде, чем приступить к исследованию динамических процессов в системах, нужно четко сформулировать задачу. Что мы собираемся определять, с какой целью, какие конечные результаты нас интересуют, что мы будем делать дальше с этими результатами. Только после того как мы как-то ответили себе на эти вопросы можно приступить к выполнению задачи.

1.2 Рабочие среды и их свойства, влияющие на динамику пневмогидравлических систем

Рабочим телом или рабочей средой для гидравлических систем является жидкость, а для пневмосистем – газ (воздух). Свойства рабочих тел во многом определяют динамические характеристики ПГС, поэтому в данном разделе изложены типы рабочих сред и их параметры [14].

Вначале рассмотрим жидкостные рабочие тела и их параметры.

Для гидроприводов (гидравлических систем) в соответствии с ГОСТ 17479.3-85 предусмотрены 4 эксплуатационных группы минеральных масел.

Группа А (НН по ISO 3448) – минеральные масла без присадок для эксплуатации в малонагруженных гидроприводах, работающих при давлениях до 15 МПа и при рабочей температуре менее +80°C.

Группа Б (НЛ по ISO 3448) – масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками, предназначенные для эксплуатации в средненагруженных гидроприводах, работающих при давлениях менее 24 МПа и при рабочей температуре +80...90°C.

Группа В (НМ по ISO 3448) – хорошо очищенные масла с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, предназначенные для эксплуатации в тяжелонагруженных гидроприводах, работающих при давлениях более 25 МПа и при рабочей температуре +90...100°C.

Четвертую группу представляют масла А, Б, В с вязкостными присадками (НВ по ISO 3448) – предназначенными для эксплуатации в гидроприводах, работающих в расширенном диапазоне рабочих температур -60...+120°C.

Для слабонагруженных гидроприводов общепромышленного назначения, работающих при давлениях менее 10 МПа используют недорогие минеральные масла без присадок И-12А; И-20А; И-30А; И-40А. В этих марках масел числа 12, 20, 30, 40 указывают на их вязкость в сСт при температуре +50°C.

В более нагруженных гидроприводах при давлениях 15...20 МПа применяют турбинные масла с антиокислительной, противокоррозионной и противопенной присадками ТП-22; ТП-30; ТП-46. В тяжело нагруженных гидроприводах при давлениях 20...30 МПа рекомендуется использовать специальные масла с улучшенным пакетом присадок ИГП-18; ИГП-30; ИГП-38, ИГП-49. Приведенные выше масла используются в так называемых «цеховых» гидроприводах при температурах 8...60°C, поэтому в них отсутствуют дорогостоящие вязкостные присадки.

В гидроприводах, работающих в «полевых» условиях при температуре окружающей среды -50...+60°C используют масла с вязкостными присадками, обеспечивающими пологие вязкостные характеристики по температуре. Для таких гидроприводов применяют масло ВМГЗ, масла серии МГЕ: МГЕ-4А (для гидропривода разового или периодического действия), МГЕ-10А (для гидропривода длительного действия), масла РМ, РМЦ, МГ-7-Б, МГ-10-Б. Вязкие минеральные масла МГЕ-46-В, МГ-8А используют в тяжело нагруженных гидроприводах сельскохозяйственной техники при давлениях до 35 МПа и температурах -10...+80°C.

В гидравлических системах управления дозвуковых самолетов используют масло АМГ-10 (при температуре окружающей среды -55...+55°C и рабочей температуре менее 125°C). АМГ-10 изготавливается на основе керосина с загустителем и пакетом присадок.

Синтетические рабочие жидкости на углеводородной основе по своим физическим и эксплуатационным свойствам близки к минеральным маслам, но обладают улучшенными вязкостными характеристиками (более пологие характеристики). Недостаток синтетических масел – их дороговизна.

Для гидроприводов, работающих при высоких температурах и жестких требованиях по пожаробезопасности используют синтетические неуглеводородные масла на основе сложных эфиров, фосфатов, полисилоксанов и других химических соединений. К таким маслам относятся НП-50-1-4ф на основе эфиров (рабочая температура до 175°C), Б-3В (рабочая

температура до 190°C). В авиационных гидросистемах используют НГЖ-4У (рабочая температура до 125°C), 7-50С-3 на полисилаксановой основе (рабочая температура до 170°C).

Недостаток синтетических неуглеводородных масел – их дороговизна, агрессивность по отношению к материалам уплотнений, вредность для организма человека.

В авиационных двигателях и других наземных энергетических установках, в автоматических устройствах в качестве рабочей среды используется топливо: керосин Т1, РТ.

К жидкостям ПГС предъявляется ряд требований: стабильность характеристик в процессе длительной эксплуатации; хорошие смазывающие свойства; нетоксичность; пожарная безопасность; малая объемная податливость.

Основными физическими параметрами жидкостей как рабочих тел ПГС являются:

- вязкость;
- плотность;
- упругость (сжимаемость);
- испаряемость;
- смачиваемость;
- процентное содержание растворенных газов;
- теплопроводность;
- теплоемкость.

Из указанных параметров существенное влияние на динамические характеристики ПГС оказывают вязкость, плотность и упругость.

Вязкость жидкостей характеризует их демпфирующие свойства. Чем выше вязкость, тем больше потеря энергии при движении элементов ПГС.

Вязкостью называется обусловленная способность жидкости или газа сопротивляться относительному сдвигу ее слоев. Если возникающее при

сдвиге касательное напряжение пропорционально скорости сдвига, то такие жидкости называются ньютоновскими [20-22]:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dU}{dy} [\text{Па}]$$

где τ [Па] - касательное напряжение;

μ [Па · с] - коэффициент динамической вязкости;

U [м/с] - скорость движения жидкости в данном сечении;

y [м] - координата по полезному сечению потока.

Существует также неньютоновские жидкости, у которых касательное напряжение не пропорционально скорости сдвига и оно может отличаться от нуля при $\frac{dU}{dy} = 0$. К таким жидкостям относятся смолы, синтетические растворы. Применяемые в гидросистемах рабочие среды подчиняются закону Ньютона, т.е. являются ньютоновскими.

Различают динамическую μ и кинематическую ν вязкость жидкостей, связанных между собой зависимостью

$$\mu = \rho \cdot \nu, \quad (1.2.1)$$

где ρ - плотность среды.

Вязкость жидкостей с увеличением температуры уменьшается в соответствии с приближенной зависимостью

$$\mu_1 = \mu_2 \left(\frac{\theta_2}{\theta_1} \right)^c \quad (1.2.2)$$

где μ_1 и μ_2 - соответственно вязкости при температурах θ_1 и θ_2 ; c – коэффициент, принимающий значения 2,53...3,27 для минеральных масел. Для большинства масел с увеличением давления растет вязкость в соответствии с соотношением

$$\mu = \mu_0 e^{\epsilon p} \quad (1.2.3)$$

где μ и μ_0 - вязкости при давлении p и атмосферном давлении; ϵ – коэффициент, который для минеральных масел равен 0,02...0,03 1/МПа.

В системе СИ размерность динамической вязкости μ [Па·с], а кинематической вязкости ν [м²/сек]. В некоторых системах единиц измерений - μ [Пуаз], ν [Стокс], причем 1Пуаз=0,1Па·сек, 1Стокс=10⁻⁴ м²/сек.

Вязкость измеряют при помощи вискозиметров. В вискозиметре Энглера вязкость определяют по времени истечения 200 см³ жидкости через калиброванное отверстие круглого сечения и сравнивают это время со временем истечения такого же объема дистиллированной воды. Результат оценивается в виде соотношения $^{\circ}E = t/t_{\text{воды}} = t/51,6$. Для пересчета $^{\circ}E$ в Стоксы используют зависимость $\nu = 0,073^{\circ}E - 0,063/^{\circ}E$. Имеется и другой способ: измеряют время падения в жидкости калиброванного шарика на определенном отрезке пути, однако первый способ получил большее распространение в практике.

Плотность жидкости характеризует инерционные свойства. Чем плотнее жидкость, тем больше запаздывание в срабатывании подвижных элементов ПГС.

Плотность рабочей среды является мерой инерционных свойств рабочей среды. Плотность среды в общем случае является функцией давления p и температуры T . $\rho = \rho(p, T)$. Зависимость плотности от давления и температуры является различной для жидкостей и газов. Плотность жидкости уменьшается с ростом температуры и определяется по формуле

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + 2\Delta T} \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right],$$

где $\rho_0 \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$ - плотность при температуре T_0 ;

$\alpha \left[\frac{1}{\text{К}} \right]$ - коэффициент объемного расширения.

Для АМГ-10 - $\alpha = 8 \cdot 10^{-4} \frac{1}{K}$. Это означает, что при увеличении температуры на 100° плотность АМГ-10 снижается на 7,3%. Плотность минеральных масел равна $830..950 \frac{кг}{м^3}$.

Изменением плотности жидкостей при увеличении давления можно пренебречь. Например, при увеличении давления на $200 \cdot 10^5 \text{Па}$, плотность повысится лишь на 1%.

Зависимость плотности газов от давления и температуры определяется уравнением состояния [22]

$$\rho = \frac{p}{RT} \left[\frac{кг}{м^3} \right],$$

где $p[\text{Па}]$ - давление; $R \left[\frac{Дж}{кгK} \right]$ - газовая постоянная; $T[K]$ - температура.

До давления 10...15 МПа плотность жидкости практически считается неизменной.

Значения плотности некоторых жидкостей и воздуха в $\frac{кг}{м^3}$ таковы:

воздух (при 0°C) – 1,29;

вода (при 4°C) – 1000;

масло АМГ-10 – 850;

масло И-20 – 890;

керосин – 790.

Сжимаемость жидкостей характеризует степень ее податливости при изменении давления. Зависимость приращения объема среды dV от приращения давления dp определяется соотношением

$$dV = -\beta_{сж} V dp, \quad (1.2.4)$$

где V – объем среды; $\beta_{сж}$ - коэффициент сжимаемости среды.

Изменение объема жидкости dV сопровождается изменением ее плотности dp

$$dp = \beta_{сж} \rho dp. \quad (1.2.5)$$

Часто вместо коэффициента сжимаемости среды применяют обратную ей величину [22]

$$B = \frac{1}{\beta_{сж}}, \quad (1.2.6)$$

которую называют модулем объемной упругости среды. Модуль объемной упругости B или коэффициент сжимаемости среды находят как правило экспериментально.

Для жидкостных рабочих сред различают изотермический и адиабатный модули упругости. Изотермический модуль упругости определяется в условиях, когда давление и объем жидкости изменяются весьма медленно и конструкция такова, что успевает протекать теплообменный процесс. Изотермический модуль упругости жидкости определяется по формуле [22]

$$B_{ж.и} = -V \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V} [\text{Па}], \quad (1.2.7)$$

где $V [\text{м}^3]$ - объем жидкости; $\Delta p [\text{Па}]$ - изменение давления при изменении объема на величину ΔV ; $\Delta V [\text{м}^3]$ - изменение объема жидкости.

Для расчета динамических процессов устройств ГПА в зависимости от быстродействия процессов и условий теплоотвода применяется адиабатический модуль упругости жидкости

$$B_{ж.а} = -V \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V} [\text{Па}]. \quad (1.2.8)$$

Для экспериментального определения $B_{ж.а}$ применяется акустический метод, основанный на замере скорости распространения звуковых волн в жидкости. В этом случае $B_{ж.а}$ рассчитывается по формуле

$$B_{ж.а} = \rho c^2 [\text{Па}], \quad (1.2.9)$$

где $c [\text{м/с}]$ - скорость звука в жидкости.

Адиабатический модуль объемной упругости жидкости больше изотермического модуля объемной упругости на 10...12%, т.е.

$$B_{ж.а} = 1,1 \dots 1,12 B_{ж.и}.$$

Или скорость распространения звука в жидкости при адиабатическом процессе на 5...6% выше, чем скорость звука при изотермическом процессе. В любом случае значения модуля объемной упругости жидкости находится в пределах $B_{ж.и} \dots B_{ж.а}$ и зависит от давления, температуры, быстродействия протекающих процессов, толщины стенок конструкции, теплопроводности материала стенок и самой жидкости, условий теплообмена с окружающей средой. Для существующих конструкций ГПА, процессы, изменяющиеся с частотой до 0,1Гц можно отнести к изотермическим, а процессы, изменяющиеся с частотой 1Гц и выше – к адиабатическим. Четко провести границу между этими процессами затруднительно, т.к. она зависит, как указано выше, от многих факторов. Во многих случаях в этом и нет необходимости, т.к. при медленно меняющихся процессах динамические свойства устройства ГПА проявляются слабо, а при быстро протекающих процессах можно использовать значение $B_{ж.а}$.

Рассмотрим, как изменяется $B_{ж.а}$ при изменении давления и температуры. С увеличением давления модуль объемной упругости жидкостей увеличивается. В диапазоне давлений $0 \dots 300 \cdot 10^5 \text{Па}$ изменение $B_{ж.а} = t(p)$ подчиняется эмпирической зависимости

$$B_{ж.а} = B_0 + Ap, \quad (1.2.10)$$

где B_0 [Па], A – коэффициенты, зависящие от типа жидкости и ее температуры.

Например, для масла АМГ-10 при температуре $+20^\circ\text{C}$ $B_0 = 1,68 \cdot 10^9 [\text{Па}]$ $A = 10$.

Как видно из графика, увеличение давления на $100 \cdot 10^5 \text{Па}$, приводит к увеличению модуль объемной упругости более чем на 6%.

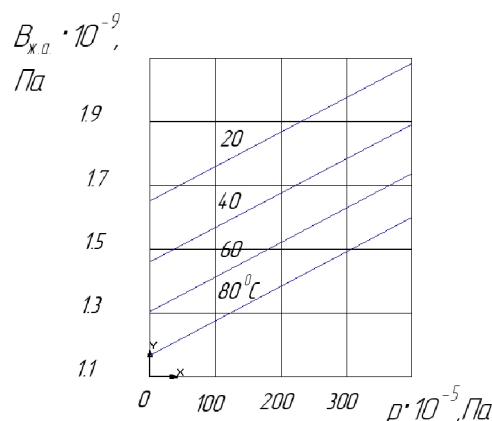


Рис. 1.2.1. Зависимость адиабатического модуля объемной упругости от давления и температуры

Изменение температуры сказывается на $B_{ж.а}$ в более сильной степени, чем изменение давления. Так, увеличение температуры на 10°C приводит к снижению модуля объемной упругости жидкости на те же 6% и более.

Модуль объемной упругости некоторых жидкостей:

для воды $B = 2000 \text{ МПа}$;

для минерального масла $B = 1300 \dots 1800 \text{ МПа}$;

для глицерина $B = 4300 \text{ МПа}$;

для ртути $B = 25000 \text{ МПа}$.

Для газовой среды модуль объемной упругости определяют на основе уравнения Клайперона

$$p = \rho R \theta, \quad (1.2.11)$$

где θ - температура; R - газовая постоянная, которая для воздуха равна

$$R = 287,14 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{сек}^2 \cdot \text{К}} \right].$$

Если теплообмен между газовой и окружающей средой интенсивен, то процесс изменения состояния газа будет близок к изотермическому. Тогда на основании формулы модуль объемной упругости газа

$$B = \rho \frac{dp}{d\rho} \quad (1.2.12)$$

$$B_{и.з} = \rho \frac{R \theta d\rho}{d\rho} = \rho R \theta = p \text{ будет равен } B_{и.з} = p.$$

Если теплообмен незначительный, то изменение состояния газа будет близким к адиабатическому и тогда

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = const, \quad (1.2.13)$$

где $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель адиабаты, c_p , c_v - удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и объеме. Для воздуха $\kappa=1,422$. Тогда применяемая формула для В (1.2.12), получим

$$B_{z.a} = \kappa p. \quad (1.2.14)$$

Поэтому в практике используют один модуль упругости жидкости, определенный экспериментально, и он будет близок к изотермическому модулю упругости. При расчетах динамических процессов часто используется термин скорость звука в рабочей среде, который связан с модулем объемной упругости соотношением

$$B = \rho c^2 \quad (1.2.15)$$

или $c = \sqrt{B/\rho}$.

Для газа скорость звука определяется из выражения

$$c' = \sqrt{\kappa R \theta} \quad (1.2.16)$$

в предположении адиабатичности процесса распространения звуковых волн.

Так как рабочая среда в динамическом процессе в ПГС участвует вместе с корпусными элементами, в которых он находится, то при расчетах приходится учитывать также объемную податливость этих элементов. Учет совместной податливости жидкости и конструкции можно проводить при помощи приведенного объема полости, заполненной рабочей средой.

$$V_{прив} = B \frac{\Delta V}{\Delta p}, \quad (1.2.17)$$

где Δp - приращение давления в полости с рабочей средой при внедрении в нее дополнительного объема жидкости ΔV , B - модуль упругости рабочей среды. Для газовых сред понятие приведенного объема не существует, т.к.

податливость газа намного больше объемной податливости стенок конструктивных элементов.

Так конструкции корпусных элементов ПГС могут быть сложными, рассчитать объемную податливость которых затруднительно, то приведенный объем рабочей среды определяют экспериментально. Для этого используют несложные установки.

По физическому смыслу приведенный объем представляет собой объем жидкости, помещенной в полость с абсолютно жесткими стенками, сжимаемость $\frac{\Delta p}{\Delta V}$ жидкости в которой равна сжимаемости в реальной конструкции с геометрическим объемом V .

Определенные экспериментально $B_{ж.э}$ и $V_{пр.э}$ соответствуют условиям, близким к изотермическому процессу. Поэтому, если приведенный объем $V_{пр}$ незначительно отличается от геометрического объема полости, то целесообразно ввести коррекцию на адиабатичность процессов, т.е. при расчетах считать $B_{жс} = 1,05...1,12 B_{ж.э}$ или $V_{пр} = 0,91...0,95 V_{пр.э}$.

В случае, если $V_{пр}$ значительно превышает геометрический объем полости, то за расчетные значения $B_{жс}$, $V_{пр}$ можно принять $B_{ж.э}$ и $V_{пр.э}$.

В качестве примера рассмотрим определение приведенного объема полостей датчиков давления ДТМ-10, ДТ-200, ДТ-600 и полостей гасителей колебаний рабочей среды.

Величина приведенного объема зависит также от степени динамичности процесса в ПГС чем быстрее протекает процесс, тем $V_{прив}$ приближается к геометрическому объему V_g из-за инерционности массивной конструкции стенок полости. Это особенно четко проявляется при колебательных процессах. Чем выше частота колебаний, тем расчет динамического процесса будет точнее с учетом геометрического объема, а не приведенного.

Жидкость, циркулирующая в гидроприводе, содержит воздух в виде пузырьков. Полностью удалить воздух из системы не удастся. В лучшем случае в рабочей жидкости содержится 0,2...0,3 % от объема жидкости нерастворенного воздуха.

Если растворенный воздух практически не влияет на модуль упругости жидкости, то пузырьки воздуха значительно его уменьшают, особенно при малых давлениях.

Модуль упругости двухфазной гидровоздушной смеси равен [22]

$$B_{см} = \frac{V_{жс} + V_{г}}{\Delta V_{жс} + \Delta V_{г}} \cdot \Delta p, \quad (1.2.18)$$

где $V_{г} = V_{ов} \frac{p_0}{p}$ - объем газовой фазы при давлении p ; $\Delta V_{жс} = \frac{V_{жс}}{E_{жс}} \cdot \Delta p$ - приращение объема жидкости при изменении давления на величину Δp ; $\Delta V_{г} = V_{г} \frac{\Delta p}{p}$ - приращение объема воздуха при изменении давления на Δp при среднем давлении p и изотермическом процессе сжатия.

Преобразовав выражение (2.2.18) с учетом указанных зависимостей для составляющих, получим [20]

$$B_{см} = B_{жс} \frac{1 + \frac{V_{ов}}{V_{жс}} \frac{p_0}{p}}{1 + \frac{V_{ов}}{V_{жс}} \frac{p_0}{p_2} B_{жс}}.$$

Если динамический процесс в системе быстроменяющийся, например, по частоте более 50...100Гц, то сжатие пузырьков может происходить по изотермическому закону.

Совместное влияние податливости стенок и сжимаемости жидкости в тонкостенных каналах круглого сечения можно учитывать эквивалентной скоростью (по формуле Н.Е.Жуковского)

$$c_{экв} = \sqrt{\frac{B_{жс.а}}{\rho \left(1 + \frac{D}{\delta} \frac{B_{жс.а}}{E} \right)}},$$

где $B_{ж.а}$ [Па] - адиабатический модуль объемной упругости жидкости; $\rho \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$ - плотность жидкости; D [м] - внутренний диаметр канала; δ [м] - толщина стенки канала; E [Па] - модуль упругости материала канала.

Например, для стального трубопровода с $D = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\delta = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, заполненного маслом АМГ-10, $B_{ж.а} = 1,68 \cdot 10^9 \text{ Па}$ и $\rho = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ будем иметь

$$c_{э\kappa\theta} = \sqrt{\frac{1,68 \cdot 10^9}{850 \left(1 + \frac{20}{1} \frac{1,68 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^{11}} \right)}} = 1300 \text{ м/с}.$$

Скорость звука в самой жидкости (в трубопроводе с абсолютно жесткими стенками) равна $c_{э\kappa\theta} = 1400 \text{ м/с}$, т.е. податливость стенок трубопровода снизила скорость звука в жидкости на 100 м/с .

При расчете процессов в газовых магистралях можно пренебречь податливостью стенок каналов, но это нельзя допускать при расчете процессов в полостях с тонкими мембранами.

1.3 Математические модели дросселирующих элементов ПГС

1.3.1. Дросселирующие элементы с неизменной геометрией

Основными элементами, в которых происходит потеря энергии рабочих сред являются местные сопротивления, которые условно делят на две группы: арматурные (переходники, тройники, угольники) и дросселирующие устройства (диафрагмы, золотники, жидкие растворы, сопло-заслонка и т.п.). Гидравлические потери арматурных устройств являются нежелательными и они должны быть минимальными. Сопротивление дросселирующих устройств заранее рассчитывается и вводится специально для изменения или регулирования параметров потока жидкости.

Гидравлические дроссели делят на управляемые и неуправляемые. В управляемых дросселях гидравлическое сопротивление изменяется в процессе работы системы. Неуправляемые дроссели имеют постоянное проходное сечение и соответственно постоянное гидравлическое сопротивление при неизменном расходе жидкости.

Дроссели с нелинейной расходной характеристикой

Неуправляемые дроссели подразделяются на ламинарные и турбулентные. Во-первых, из них реализуется ламинарный режим движения жидкости, а во-вторых – турбулентный. Турбулентные дроссели применяются в ПГС чаще, чем ламинарные и они представляют собой диафрагму с отверстием в гидравлическом канале или диафрагм, так называемым дроссельным пакетом. Турбулентные дроссели обладают тем преимуществом, что их расходная характеристика слабо зависит от вязкости жидкости, т.е. при их применении обеспечивается стабильность характеристик ПГС. Недостаток турбулентных дросселей – нелинейность расходной характеристики.

Гидравлическое сопротивление ламинарных дросселей прямо пропорционально вязкости жидкости, т.е. с изменением температуры рабочей среды их характеристики изменяются, что является его недостатком, а преимущество – линейный закон, связывающий расход жидкости и давления.

Рассмотрим процесс истечения жидкости через турбулентный дроссель в виде отверстия в диафрагме, установленной в трубопроводе [9](рис. 1.3.1).

При входе жидкости в отверстие диафрагмы средняя скорость потока увеличивается, а статическое давление уменьшается из-за сужения струи. Процесс расширения струи сопровождается интенсивными гидравлическими потерями в результате вихреобразования. При относительно малом диаметре отверстия диафрагмы d_0 по сравнению с диаметром трубопровода d_1 ($d_0/d_1 \leq 0,2$) по теореме Бордо - Карно кинетическая энергия потока жидкости

полностью теряется на тепло и не восстанавливается в виде потенциальной энергии (статического давления).

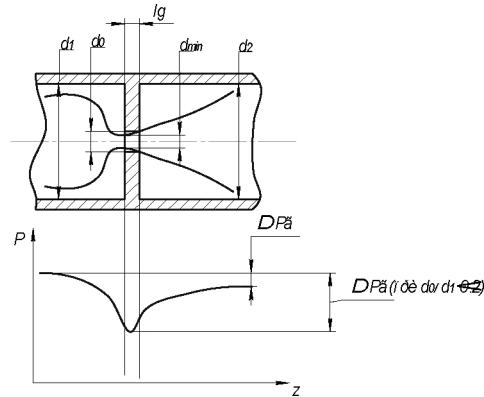


Рис. 1.3.1. Картина процесса истечения жидкости через турбулентный дроссель

При расчете характеристик и выборе параметров турбулентных дросселирующих элементов применяется формула

$$Q = \mu F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (1.3.1)$$

полученная из уравнения Бернулли, где Q – объемный расход жидкости, μ – коэффициент расхода, F_0 – площадь проходного сечения отверстия в диафрагме, ρ – плотность жидкости, Δp – перепад давления на дросселе.

При расчете характеристик ПГС уравнение (1.3.1) часто записывают в виде $\Delta p = K_H Q^2$, где $K_H = \frac{Q}{2(\mu F_0)^2}$ – коэффициент, характеризующий нелинейные гидравлические потери на дросселирующем элементе.

Коэффициент расхода определяется так [9] $\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} = \varepsilon \varphi$, где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления дросселя; ε – коэффициент сжатия струи ($\varepsilon = F_{\min} / F_0$, $F_{\min}$ – площадь струи в минимальном сечении; $F_0 = \pi d_0^2 / 4$); $\varphi = 1 / \sqrt{\zeta_1 + \zeta_{\text{тр}}}$ – коэффициент скорости, представляющей собой отношение действительной скорости истечения к теоретической; $\zeta_1 = (1 - F_{\min} / F_2)^2$ – коэффициент потери скоростного напора жидкости ($F_2 = \pi d_2^2 / 4$); $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения.

Коэффициент расхода μ зависит от числа Рейнольдса, определенного по теоретической скорости истечения жидкости $Re = \nu_{\text{теор}} d_0 / \nu$, где $\nu_{\text{теор}} = \frac{Q}{\phi F_0}$ - теоретическая скорость истечения жидкости (как для идеальной жидкости с нулевой вязкостью); $F_0 = \pi d_0^2 / 4$; ν - кинематическая вязкость жидкости.

Коэффициент расхода в области малых расходов (чисел Рейнольдса) определяется коэффициентом скорости, а при больших расходах - коэффициентом сжатия потока ε . Число Рейнольдса, с которого можно принять μ (приблизительно) постоянным зависит от отношения

l_d / d_0 , где l_d - толщина диафрагмы. При $l_d / d_0 \leq 0,5 \dots 1$ число Рейнольдса, при котором $\mu \approx \text{const}$, может составлять 2-5. Такие диафрагмы относят к острокромочным и для них $\mu \approx 0,61 \dots 0,65$.

Рассмотренная зависимость справедлива для установившегося движения жидкости. Для неустановившегося движения жидкости, характерного для динамических процессов в ПГС, уравнение движения жидкости в общем случае записывается в виде [30]:

$$m_d \frac{dQ}{dt} + K_{\text{лн}} Q + K_{\text{лн}} [Q - Q_{\text{кр}} \text{sign} Q]^2 \text{sign} Q = \Delta P,$$

где $m = \rho l_d / F_d$ - акустическая индуктивность дросселя, l_d , F_d - длина и площадь проходного сечения дросселя; $K_{\text{лн}}$ - коэффициент нелинейных (турбулентных) гидравлических потерь; $Q_{\text{кр}}$ - критический расход жидкости через дроссель, начиная с которого на нем реализуются нелинейные потери.

Коэффициент $K_{\text{лн}}$ зависит не только от физических параметров дросселя, но и от направления движения жидкости, т.е. степени несимметричности дросселя:

$$K_{\text{лн}} = \begin{cases} 0 & \text{при } -Q_{\text{кр}} \leq Q \leq Q_{\text{кр}}; \\ K_{\text{лн}}' & \text{при } Q > Q_{\text{кр}}; \\ K_{\text{лн}}'' & \text{при } Q < -Q_{\text{кр}}. \end{cases} \quad (1.3.2)$$

Как частные случаи из уравнения (2.3.2) могут быть получены зависимости:

- для установившегося ламинарного движения $K_{\text{лн}} Q = \Delta P$, характерного, например, для пористых дросселирующих элементов; для установившегося турбулентного движения $K_{\text{лн}} Q^2 \text{sign} Q = \Delta P$, характерного для острокромочных диафрагм; для неустановившегося ламинарного движения $m_{\text{д}} \frac{dQ}{dt} + K_{\text{нл}} Q = \Delta P$, характерного для жиклёров при малых скоростях потока; для неустановившегося турбулентного движения $m_{\text{д}} \frac{dQ}{dt} + K_{\text{лн}} Q^2 \text{sign} Q = \Delta P$, характерного для жиклёров с большими скоростями потока жидкости или острокромочных диафрагм.

Акустическая индуктивность для острокромочных диафрагм, в которых длина практически равно нулю, рассчитывается исходя из длины, что позволяет учесть присоединенную к дросселю массу жидкости при знакопеременном ее движении.

При расчете частных характеристик ПГС часто используется метод линеаризации характеристик дросселирующих элементов.

Если амплитуда колебаний расхода Aq жидкости мала по сравнению с постоянной составляющей Q_0 , то можно воспользоваться методом малых отклонений. В этом случае связь между колебаниями расхода и перепада давления на дросселе определяется из выражения $\Delta P = R_{\text{д}} q$, где $R_{\text{д}} = 2K_{\text{нл}} Q_0$ - гидравлическое сопротивление дросселя по отношению к переменной составляющей расхода.

В случаях, когда $Aq > Q_0$, линеаризацию характеристики дросселя осуществляют по критерию минимума среднеквадратичного отклонения, частным случаем которого является метод гармонической линеаризации используемый при одночастотном возбуждении колебательных процессов в системе.

Дроссели с линейной расходной характеристикой

Как уже изложено установка в системах ДЭ с нелинейной характеристикой приводит к погрешности в передаче и измерении средней составляющей давления в непроточных цепях, к зависимости динамических (переходных, частотных) характеристик от уровня входного возмущения. Кроме того, нелинейные ДЭ, обладая малым сопротивлением при малых амплитудах колебания, не обеспечивают необходимое демпфирование в системах. Поэтому возникает необходимость в разработке линейных дросселирующих элементов.

К линейным дросселям относятся жиклеры или узкие каналы, в которых реализуется ламинарный режим движения жидкости.

При расчете динамических процессов обычно принимается во внимание инерция жидкости и гидравлическое сопротивление канала. Уравнение связи между динамическими параметрами канала записываются в виде $\Delta P_K = Z_K q_K$, где ΔP_K , q_K - комплексные амплитуды давления и расхода, Z_K - импеданс канала, характеризующий диссипативные потери и инерционные свойства канала. Для относительно длинных цилиндрических каналов ($l/d > 30$) основную роль диссипативных потерь приходится на трение и вещественную часть импеданса при ламинарном режиме течения можно вычислить по формуле $\operatorname{Re} Z_K = \chi_a \frac{128 \mu l_K}{\pi d_K^4}$, где χ_a - коэффициент, учитывающий увеличение гидравлического сопротивления за счет нестационарности профиля местных скоростей, d_K , l_K - диаметр и длина канала.

При относительной частоте $\bar{\omega} = \omega d^2 / (328) < 1$ профиль скоростей практически не отличается от профиля при установившемся потоке и $\chi_a \approx 1$.

Для $\bar{\omega} > 1$ величина χ_a может рассчитываться по формуле [20]

$$\chi_a = \frac{\bar{\omega}(4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}})}{(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 1)}.$$

Для определения мнимой части импеданса канала применима формула

$\text{Im } Z_k = \chi_\beta \frac{4\rho l}{\pi d^2}$, где χ_β - коэффициент, учитывающий влияние на инерцию среды.

При малых значениях $\bar{\omega}$, начиная $\chi_\beta \cong 1,33$, с увеличением частоты χ_β асимптотически приближается к единице. При $\bar{\omega} > 10$ этот коэффициент вычисляется по формуле $\chi_\beta = 1 - \frac{\sqrt{\bar{\omega}^{-1}}}{2\bar{\omega}}$.

В практике наиболее широко применяются ДЭ с линейной расходной характеристикой, реализованной за счет ламинарных гидравлических потерь. Имеются попытки разрабатывать линейные турбулентные дроссели.

На основе многочисленных экспериментальных исследований установлено, что движение газов и жидкостей через пористый ДЭ можно описать той же формулой, что и для обычных ДЭ.

Установлено, что инерционное сопротивление пористого ДЭ пренебрежимо мало по сравнению с активным сопротивлением, определяемым коэффициентами K_d и K_n . Кроме того, в результате частотных испытаний до 500 Гц определено, что при расчетах неустановившегося давления газов и жидкостей можно пользоваться квазистационарной моделью.

Так как рассматриваем линейный ДЭ, то приведем формулу для определения K_d [30]

$$K_d = \frac{A(1-\Pi)^2 \mu_d}{\Pi^3 d_{\text{пр}}^2 S_d} \left[\frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3} \right], \quad (1.3.3)$$

где A – постоянная структуры материала МР ($A \approx 75$);

$\Pi = \frac{V_n}{V} = 1 - \frac{V_m}{V}$ - пористость материала МР;

$V = l_d \cdot S_d [\text{м}^3]$ - объем пористого материала;

$S_d = \frac{\pi d_d^2}{4} [\text{м}^2]$ - площадь поперечного сечения пористого канала;

$l_d [\text{м}]$ - длина пористого канала;

$V_{\text{п}} [м^3]$ - объем пор в пористом материале;

$V_{\text{м}} [м^3]$ - объем материала (металла) в ДЭ;

$\mu [Па \cdot с]$ - коэффициент динамической вязкости рабочей среды;

$d_{\text{пр}} [м]$ - диаметр проволоки, из которого изготовлен материал МР.

Режим движения рабочей среды через материал МР определяется числом Рейнольдса $Re = \frac{Q d_{\text{пр}}}{\gamma [1 - П] \cdot S_{\text{д}}}$.

При числах Re до 5...10 можно считать режим движения рабочей среды ламинарным. В дальнейшем будем полагать, что рассматриваем линейный пористый ДЭ.

Для разработки пористого ДЭ необходимы некоторые исходные данные. Основным параметром ДЭ является $K_{\text{л}}$, который определяется исходя из решаемой задачи. Задается рабочая среда $\left(\rho \left[\frac{кг}{м^3} \right]; \gamma \left[\frac{м^2}{с} \right]; c \left[\frac{м}{с} \right] \right)$; $l_{\text{д}} [м]$, $S_{\text{д}} [м^2]$ - из конструктивных соображений; $d_{\text{пр}} [м]$ - исходя из имеющейся в наличии проволоки, но не более $0,1 \cdot 10^{-3} м$, (обычно $0,05 \cdot 10^{-3} м$, $0,09 \cdot 10^{-3} м$); материал проволоки (обычно Х18Н10Т - $\rho_{\text{м}} = 8160 \frac{кг}{м^3}$).

При известных исходных данных можно, преобразовав формулу (4.9), определить пористость, при которой реализуется заданное значение $K_{\text{л}}$. Для

облегчения этой операции находят вначале функцию $K_{\text{п}} = \frac{(1 - П)^2}{П^3} = K_{\text{л}} \frac{d_{\text{пр}}^2 S_{\text{д}}}{75 \mu \cdot l_{\text{д}}}$.

Затем воспользовавшись таблицей функции $K_{\text{п}} = \frac{(1 - П)^2}{П^3}$, определяют по известному значению $K_{\text{п}}$ пористость материала П.

1.3.2 Регулируемые дроссели

Управляемые дроссели с переменным (управляемым) гидравлическим сопротивлением используются в золотниковых распределителях

(гидроусилителях) для управления потоком жидкости. Простейшую схему такого дросселя можно представить в виде отверстия, образованного двумя пластинками (рис. 2.3.2).

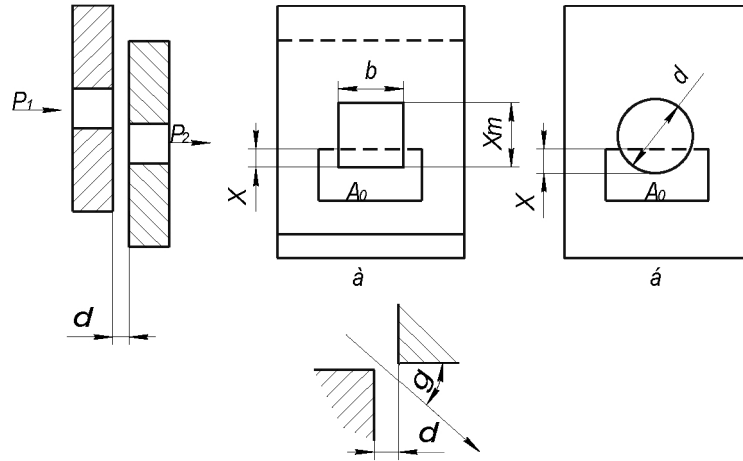


Рис. 1.3.2. – Схемы регулируемых дросселей

На рис. 1.3.2 представлены схемы прямоугольного (а) и круглого (б) дросселирующих рабочих окон. Первое из этих рабочих окон характеризуется более линейной зависимостью $Q(x)$, а второе отличается некоторой простотой изготовления.

Расход жидкости через регулируемый дроссель по аналогии с неуправляемым турбулентным дросселем определяется по формуле

$$Q = \mu F(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \text{ здесь } F(x) - \text{площадь рабочего окна, } F(x) = b\sqrt{x^2 + \delta^2} -$$

для прямоугольного окна с учетом зазора между пластинами.

Коэффициент расхода определяется по формуле $\mu = \frac{\varepsilon |\cos \gamma|}{\sqrt{\zeta_1 + \zeta_{\text{тр}}}}$, где

$\varepsilon, \zeta_1, \zeta_{\text{тр}}$ - имеют тот же смысл, что и для неуправляемых дросселей, γ - угол истечения при $\frac{x}{\delta} > 5$ равен 69° , а при малых значениях $\frac{x}{\delta}$ угол γ уменьшается.

Управляемый дроссель заслонка применяется в гидравлических усилителях и негидравлических потенциометрах в качестве регулируемого сопротивления с малым расходом жидкости.

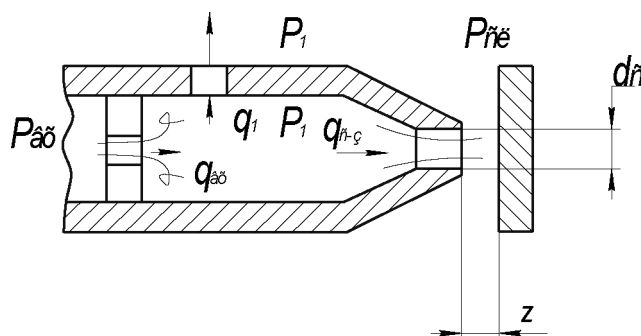


Рис. 1.3.3. – Схема гидравлического дросселя сопло-заслонка

2 МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

2.1 Динамические процессы в гидравлических и пневматических системах

Пневмогидравлическую систему (ПГС) можно представить как некую конструкцию взаимосвязанных элементов, рабочим телом в которых является газ или жидкость. Работа такой системы сопровождается изменением физических параметров как конструктивных элементов, так и рабочего тела. К параметрам конструктивных элементов можно отнести перемещение (или координату) колебательного элемента, скорость его движения, развиваемое усилие, частоту вращения выходного вала, например гидромотора, потребляемую мощность, определяемую как произведение крутящего момента и частоты вращения и другие механические координаты. Параметрами рабочего тела (газа или жидкости) являются давления, перепады давлений, расход газа или жидкости. По изменению во времени указанных параметров конструктивных элементов и рабочего тела определяется степень динамичности процессов в ПГС.

Если изменение какого-либо параметра системы не выходит за пределы допуска $\pm\Delta$ в рассматриваемом промежутке времени, то такой процесс относится к установившимся.

Динамический же процесс в ПГС по виду изменения параметра Π во времени можно подразделять на равномерно-нарастающий (рис.2.1.1,а) и спадающий (рис. 2.1.1,б) процессы и переходящих в резкое изменение во времени (рис.2.1.2 а, б).

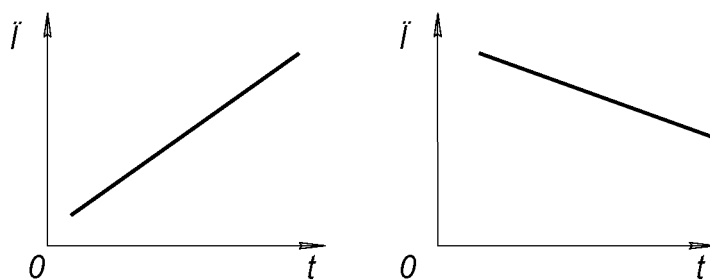


Рис.2.1.1 Характеристики равномерно нарастающих (а), спадающих (б) динамических процессов

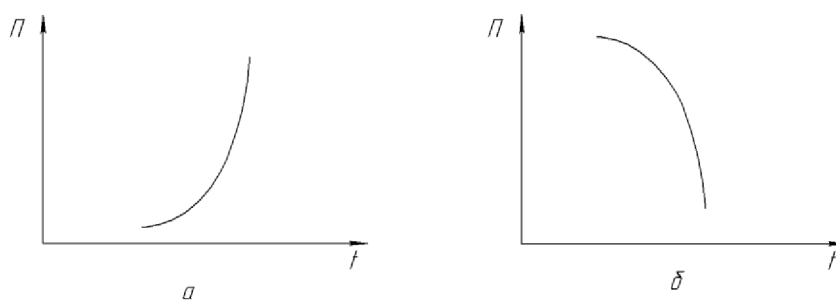


Рис. 2.1.2 Характеристики динамических процессов, связанных с резким изменением параметров во времени

Примером плавно нарастающих и спадающих процессов является увеличение или снижение подачи топлива в ГТД во время набора высоты или снижения самолета. Если представленные на рисунке 2.1.1 а, б зависимости характеризуют нормальный рабочий процесс в ПГС, то зависимости на рисунке 2.1.2 а, б характеризуют аномальные явления, например выход из строя одного или нескольких элементов, приведших к аварийным ситуациям к взрыву или катастрофе. Примером аномальных переходных процессов

является резкое изменение процессов в ПГС в результате заклинивания золотниковых распределителей исполнительных элементов ПГС, разрушения трубопроводов, порыв емкостей, закупоривание отверстий.

В теории автоматического управления динамические процессы в системах характеризуются тремя видами изменения параметров:

- переходный процесс;
- реакция системы на импульсное воздействие;
- колебания параметров относительно какого-то установившегося значения.

Переходной процесс характеризуется переходом параметров системы из одного уровня в другой при ступенчатом изменении управляющего или возмущающего воздействия рис. 2.1.3 а, б.

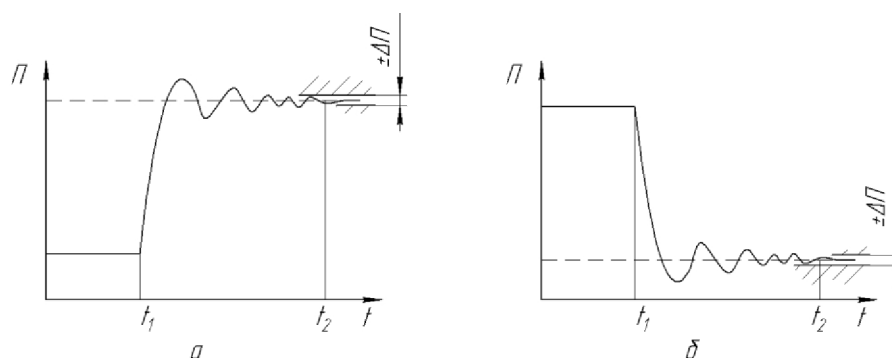


Рис. 2.1.3 Нарастающий и нисходящий переходные процессы в ПГС при ступенчатом управляющем (а) или возмущающем (б) воздействии.

Как известно по переходным характеристикам оценивается качество регулирования или управления в ПГС и определяются параметры качества регулирования (колебательность, длительность переходных процессов) и они являются исходными при проектировании систем на стадии предварительного выбора параметров.

По колебаниям давления входного и выходного параметров определяются частотные характеристики, которые часто используются при

оценке устойчивости ПГС. При этом выделяют амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), фазочастотные (ФЧХ) и амплитудно-фазочастотные (АФЧХ) характеристики. С использованием различных критериев устойчивости и методов выбора параметров корректирующих устройств, обеспечивается требуемый запас устойчивости по тем или иным физическим или комплексным параметрам.

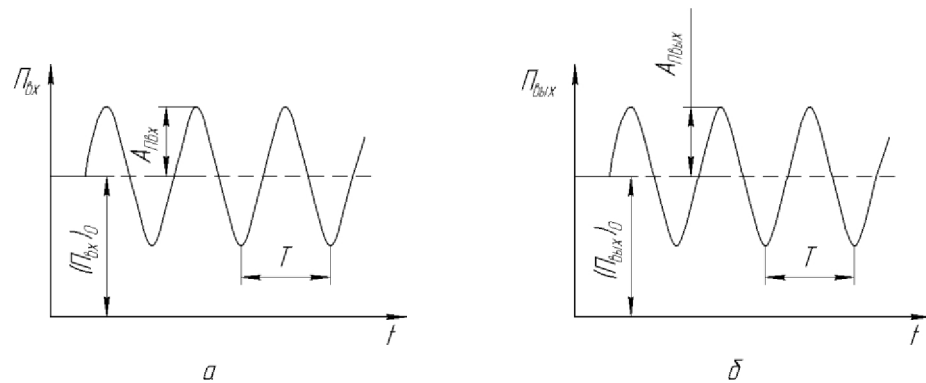


Рис. 2.1.4 Колебания входного и выходного параметра ПГС по времени

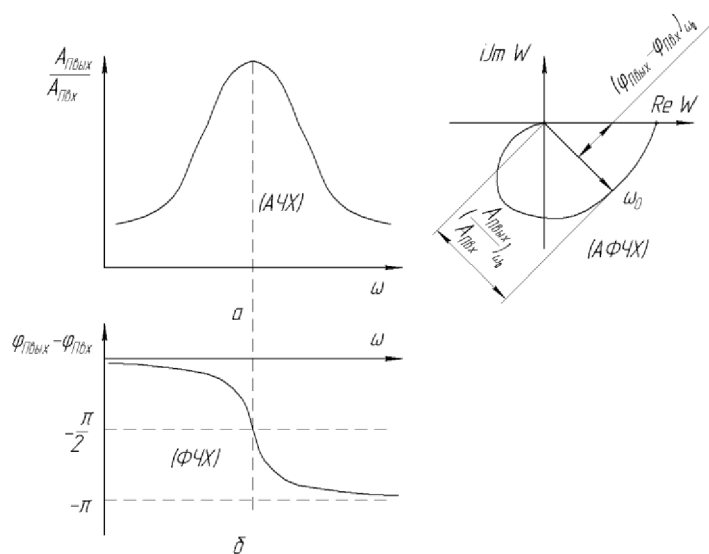


Рис. 2.1.5 Частотные характеристики ПГС, используемые при оценке их динамических свойств

На рисунках 2.1.4 и 2.1.5: $\omega = 2\pi / T$ - угловая частота колебаний; $\text{Re}(\omega)$, $\text{Im}(\omega)$ - вещественная и мнимая составляющие частотной функции системы, определяемые по зависимостям [30]:

$$\operatorname{Re} W(\omega) = \frac{A_{\Pi \text{ Вых}}}{A_{\Pi \text{ Вх}}} \cos(\varphi_{\Pi \text{ вблх}} - \varphi_{\Pi \text{ вх}}), \quad \operatorname{Im} W(j\omega) = \frac{A_{\Pi \text{ Вых}}}{A_{\Pi \text{ Вх}}} \sin(\varphi_{\Pi \text{ вблх}} - \varphi_{\Pi \text{ вх}}).$$

Колебательный (динамический) процесс в системе возникает в режиме вынужденных колебаний, когда на вход системы подаётся гармонически изменяющийся сигнал, необходимый при исследовании частотных характеристик, и в режиме автоколебаний, характерном для существенно нелинейных ПГС.

Автоколебания - это процесс самовозбуждающихся колебаний в ПГС, частота и амплитуда которых всецело зависит от конструктивных и режимных параметров системы. Автоколебания в ПГС являются нежелательными, приводящими к усталостному разрушению и износу элементов, а иногда и к аварийным ситуациям. В некоторых ПГС автоколебания специально создаются и являются основным рабочим режимом.

Колебательный процесс возникает часто из-за неравномерной подачи качающих узлов насосов, срывных явлений в круто обтекаемых участках элементов систем, при срабатывании элементов дискретной автоматики. Колебания рабочих сред в ПГС приводят к усталостному разрушению элементов, снижению ресурса агрегатов и являются нежелательными. Поэтому применяются специальные методы и средства, которые снижают уровень колебательных процессов до требуемого уровня.

В решении указанных задач большая роль отводится математическому моделированию динамических процессов в ПГС. Для этого составляются математические модели элементов систем с принятием определенных упрощающих допущений, выбирается тот или иной метод решения уравнений систем, как правило, с использованием программных средств и вычислительной техники. На основе моделирования составляется стратегия решения задачи по снижению уровня колебательных процессов в ПГС. На первом этапе пытаются решить задачу за счет изменения параметров элементов самой ПГС. Если не удастся решить проблему, применяются

различные корректирующие элементы, в частности, гасители колебаний газа и жидкости.

2.2. Метод частотных функций

2.2.1 Трубопровод как акустический четырехполюсник

Частотные характеристики трубопроводов представляют собой зависимости, выражающие связь колебаний давления и расхода в двух характерных сечениях трубопроводов, например, на концах трубопроводов[30]. Частотные характеристики трубопроводов необходимы при исследовании частотных характеристик систем, включающих относительно длинные участки трубопроводов, при оценке устойчивости систем и качества переходных процессов.

При выводе расчетных соотношений трубопровода как четырехполюсника будем принимать и еще допущения, что были приняты при выводе уравнений распространения волн в методе характеристик.

Уравнение движения и неразрывности без учета гидравлических потерь по длине трубопровода запишем в виде:

$$\left. \begin{aligned} S \frac{\partial Q}{\partial t} + F \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\rho c^2}{F} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.1)$$

Перепишем данное уравнение в удобном для преобразования виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{F}{S} \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{F}{\rho c^2} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.2)$$

Так как система уравнений линейная, то возьмем производные по x от первого уравнения и по t от второго уравнения

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right) + \frac{F}{S} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \frac{F}{\rho c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

и вычтем из первого уравнения второе с учетом того, что $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)$

$$\frac{F}{S} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{F}{\rho c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad \text{или}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (2.2.3)$$

Для дальнейшего решения воспользуемся преобразованием Лапласа, то есть с учетом начальных нулевых условий заменим $\frac{\partial^2}{\partial t^2} = S$ и перепишем уравнение (2.2.3) в виде:

$$\frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial x^2} + \frac{s^2}{c^2} \tilde{p} = 0, \quad (2.2.4)$$

где s - переменная в преобразовании Лапласа.

Полученное уравнение (2.2.4) обыкновенное дифференциальное относительно переменной $\tilde{p}$ - в преобразованиях по Лапласу.

Решение данного уравнения имеет вид:

$$\tilde{p} = C_1 e^{\Gamma_1 x} + C_2 e^{\Gamma_2 x}, \quad (2.2.5)$$

где Γ_1, Γ_2 - корни характеристического уравнения.

$$\Gamma^2 + \frac{s^2}{c^2} = 0, \text{ решением которого является } \Gamma_{1,2} = \pm \frac{s}{c} \quad (2.2.6)$$

Тогда решение уравнения (2.2.5) с учетом (2.2.6) примет вид:

$$\tilde{p} = c_1 e^{\frac{s}{c} x} + c_2 e^{-\frac{s}{c} x}.$$

Из первого уравнения системы (2.2.1) после применения преобразования Лапласа будем иметь:

$$\tilde{Q} = -\frac{F}{\rho s} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} \quad (2.2.7)$$

Так как $\frac{\partial p}{\partial x} = c_1 \frac{s}{c} e^{\frac{s}{c} x} - c_2 \frac{s}{c} e^{-\frac{s}{c} x}$, то $\tilde{Q} = \frac{F}{\rho s} - \frac{S}{C} \left(-C_1 e^{\frac{s}{c} x} + C_2 e^{-\frac{s}{c} x} \right)$

или

$$\tilde{Q} = \frac{F}{\rho C} \left(C_2 e^{-\frac{s}{c} x} - C_1 e^{\frac{s}{c} x} \right). \quad (2.2.8)$$

Исходя из допущения нулевых начальных условий для нахождения постоянных интегрирования C_1 и C_2 используем значения P и Q в начале трубопровода, то есть при $x=0$ $\tilde{Q} = \tilde{Q}_1$, $P = \tilde{P}_1$. Тогда уравнения (2.2.7), (2.2.8) переписутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{P}_1 &= C_1 + C_2 \\ \tilde{Q}_1 &= \frac{F}{\rho c} (C_2 - C_1) \end{aligned} \right\}. \quad (2.2.9)$$

Из совместного решения уравнения (2.2.9) получим:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{2} \left(P_1 - \frac{\rho c}{F} Q_1 \right) \\ C_2 &= \frac{1}{2} \left(P_1 + \frac{\rho c}{F} Q_1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.2.10)$$

Подставив полученные значения постоянных интегрирования из (2.2.10) в выражения (2.2.7) и (2.2.8) $\tilde{P}$ и $\tilde{Q}$ будем иметь:

$$\begin{aligned} \tilde{P} &= \frac{1}{2} \left(\tilde{P}_1 - \frac{\rho c}{F} \tilde{Q} \right) e^{\frac{s}{c} x} + \frac{1}{2} \left(\tilde{P}_1 + \frac{\rho c}{F} \tilde{Q}_1 \right) e^{-\frac{s}{c} x} = \\ &= \frac{e^{\frac{s}{c} x} + e^{-\frac{s}{c} x}}{2} \tilde{P}_1 - \frac{\rho c}{S} \cdot \frac{e^{\frac{s}{c} x} - e^{-\frac{s}{c} x}}{2} \tilde{Q}_1 \end{aligned} \quad (2.2.11)$$

$$\begin{aligned}\tilde{Q} &= \frac{E}{\rho c} \left[\frac{1}{2} \left(\tilde{P}_1 + \frac{\rho c}{F} Q_1 \right) e^{-\frac{s}{c}x} - \frac{1}{2} \left(\tilde{P}_1 - \frac{\rho c}{F} Q_1 \right) e^{\frac{s}{c}x} \right] = \\ &= -\frac{F}{\rho c} \cdot \frac{e^{\frac{s}{c}x} - e^{-\frac{s}{c}x}}{2} \tilde{P}_1 + \frac{e^{\frac{s}{c}x} + e^{-\frac{s}{c}x}}{2} \tilde{Q}_1\end{aligned}\quad (2.2.12)$$

При исследовании частотных характеристик обычно рассматривают режим установившихся колебаний. Поэтому для получения частотных характеристик достаточно заменить оператор ρ на $j\omega$, то есть $\rho = j\omega$, а изображения по Лапласу колебаний давления и расхода представить векторами колебаний давления и скорости.

Связь колебаний давления (векторов p) и объемного расхода (векторов q) в произвольном, расположенном на расстоянии x от начала трубопровода сечения с колебаниями давления и объемного расхода в начале трубопровода выражается на основе уравнения (11), (12) зависимостями:

$$p_x = \frac{1}{2} \left(e^{j\frac{\omega}{c}x} - e^{-j\frac{\omega}{c}x} \right) p_1 - \frac{1}{2} \left(e^{j\frac{\omega}{c}x} + e^{-j\frac{\omega}{c}x} \right) \frac{Qc}{F} q_1 \quad (2.2.13)$$

$$q_x = -\frac{1}{2} \frac{F}{\rho c} \left(e^{j\frac{\omega}{c}x} - e^{-j\frac{\omega}{c}x} \right) p_1 + \frac{1}{2} \left(e^{j\frac{\omega}{c}x} + e^{-j\frac{\omega}{c}x} \right) q_1 \quad (2.2.14)$$

где

$$p_x = B_x \cdot e^{j\varphi_x}, \quad q_x = A_x e^{j\psi_x}, \quad (2.2.15)$$

$$p_1 = B_1 \cdot e^{j\varphi_1}, \quad q_1 = A_1 e^{j\psi_1}, \quad (2.2.16)$$

Воспользовавшись формулами Эйлера для комплексных чисел $\cos \alpha = \frac{e^{j\alpha} + e^{-j\alpha}}{2}$, $\sin \alpha = \frac{e^{j\alpha} - e^{-j\alpha}}{2}$ преобразуем уравнения (2.2.13), (2.2.14) к виду, удобному для проведения расчетов:

$$p_x = p_1 \cos \frac{\omega x}{c} - j \frac{\rho c}{F} q_1 \sin \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.17)$$

$$q_x = -j \frac{F}{\rho c} p_1 \sin \frac{\omega x}{c} + q_1 \cos \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.18)$$

В случае, если заданные колебания давления и расхода в конце трубы, колебания давления и расхода в произвольном, расположенном на расстоянии x от конце трубопровода сечение определяется зависимостями:

$$p_x = p_2 \cos \frac{\omega x}{c} + j \frac{\rho c}{F} q_2 \sin \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.19)$$

$$q_x = j \frac{F}{\rho c} p_2 \sin \frac{\omega x}{c} + q_2 \cos \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.20)$$

Для трубопровода длиной l связь между векторами колебаний давления и расхода в начале и конце трубопровода имеет вид [29]:

$$p_1 = p_2 \cos \frac{\omega l}{c} + j \frac{\rho c}{F} q_2 \sin \frac{\omega l}{c} \quad (2.2.21)$$

$$q_1 = j \frac{F}{\rho c} p_2 \sin \frac{\omega l}{c} + q_2 \cos \frac{\omega l}{c} \quad (2.2.22)$$

Уравнения (2.2.17), (2.2.22) являются основными уравнениями для расчета частотных характеристик трубопроводов без учета гидравлических потерь на трение как четырехполюсников, и их соединений.

При расчете сложных трубопроводных систем уравнения (2.2.21), (2.2.22) целесообразно представить в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ q_2 \end{bmatrix}, \quad (2.2.23)$$

где $A = \cos \frac{\omega l}{c}$, $B = j \frac{\rho c}{F} \sin \frac{\omega l}{c}$, $C = j \frac{F}{\rho c} \sin \frac{\omega l}{c}$, $D = \cos \frac{\omega l}{c}$ - коэффициенты матрицы передачи трубопровода, представленного в форме акустического четырехполюсника ((рис. 2.2.1) полюса: p_1 , q_1 , p_2 , q_2).

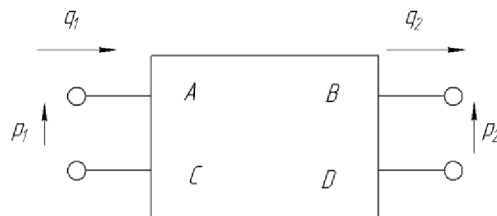


Рис. 2.2.1. Графическое изображение трубопровода в форме акустического четырехполюсника

2.2.2 Характеристики трубопровода с различными граничными условиями

Рассмотрим два простых случая соединения трубопровода в системе, когда на входе в трубопровод расположен идеальный источник давления, а выходной конец трубопровода подсоединен к полости с акустически большим объемом или закрыт.

Определим как изменятся колебания давления на закрытом конце трубопровода (рис. 2.2.1) по отношению к колебаниям давления на входе (в источнике колебаний) при изменении частоты колебаний. Для закрытого конца трубопровода справедливо равенство $q_2 = 0$. Тогда уравнения (2.2.21), (2.2.22) с учетом $q_2 = 0$ примут вид:

$$p_1 = p_2 \cos \frac{\omega l}{c} \quad (2.2.24)$$

$$q_1 = j \frac{F}{\rho c} p_2 \sin \frac{\omega l}{c} \quad (2.2.25)$$

Из первого равенства (2.2.24) следует:

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 / \cos \frac{\omega l}{c} \quad (2.2.26)$$

- частотная функция трубопровода по отношению к давлению.

По уравнению (2.2.26) можно определить, как изменяются колебания давления в конце трубопровода, если известны колебания давления. На входе $p_1 = p_u$. Если построить модуль частотной функции $|p_2 / p_1|$ в зависимости от частоты колебаний, то получим амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) трубопровода с закрытым концом (рис. 2.2.2).

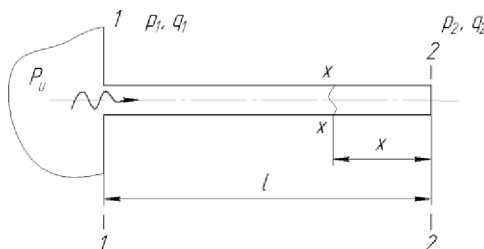


Рис. 2.2.2. Схема трубопровода, закрытого со свободного конца

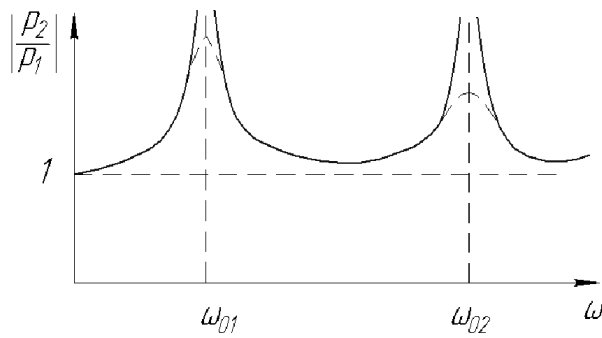


Рис. 2.2.3. Амплитудно-частотная характеристика трубопровода, закрытого со свободного конца

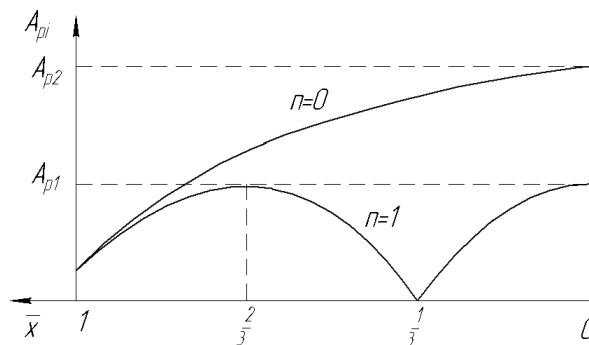


Рис. 2.2.4. Распределение амплитуд колебаний давления вдоль оси трубопровода с закрытым концом на резонансных частотах

АЧХ трубопровода представляет собой зависимость отношения амплитуд колебаний давления $\left| \frac{p_2}{p_1} \right| = \frac{B_2}{B_1}$, в зависимости от частоты колебаний.

Из графика на рис. 2.2.3 следует, что на определенных частотах, называемых резонансными частотами колебаний, амплитуда колебаний давления стремится к ∞ . Резонансные частоты соответствуют равенству

$$\cos \frac{\omega_{oi} l}{c} = 0 \quad \text{или} \quad \frac{\omega_{oi} l}{c} = (2n+1) \frac{\pi}{2}, \quad \text{где} \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad \text{Значение}$$

$i = 1, 2, 3, \dots$ соответствует $n = 0, 1, 2, \dots$. Имея в виду, что $\omega_{oi} = 2\pi f_{oi}$, получим

$f_{oi} = \frac{C}{4l} (2n+1)$. Первая резонансная частота колебаний будет наблюдаться при

$n = 0$ и равна $f_{o1} = \frac{C}{4l}$, вторая – при $n = 1$, $f_{o2} = \frac{3C}{4l}$ и так далее.

Ввиду того, что в трубопроводе с жидкостью всегда имеются гидравлические потери на трение, то часть энергии колебаний уходит на преодоление этих потерь. Поэтому колебания давления p_2 происходят не с бесконечно большой амплитудой колебаний, а с какой-то определенной амплитудой, зависящей от вязкости жидкости, диаметра и длины трубопровода.

Определим, как изменяется с частотой колебаний входной импеданс трубопровода, закрытого со свободного конца $Z_{\text{вх}}(j\omega) = \frac{p_1}{q_1}$. Для этого разделим уравнения (2.2.24) и (2.2.25) друг на друга.

$$Z_{\text{вх}}(j\omega) = -j \frac{\rho c}{F} \operatorname{ctg} \frac{\omega l}{c} \quad (2.2.27)$$

Так как при $\frac{\omega_{oi} l}{c} = (2u + 1) \frac{\pi}{2}$ функция $\operatorname{ctg} \frac{\omega_{oi} l}{c} = 0$, то на резонансных частотах ω_{oi} входной импеданс трубопровода равен нулю.

Это свойство резонирующих труб используется в некоторых типах гасителей колебаний, называемых четвертьволновыми резонаторами.

Часто представляет интерес, как же распределены амплитуды колебаний давления по длине трубопровода на определенной, например, резонансной частоте.

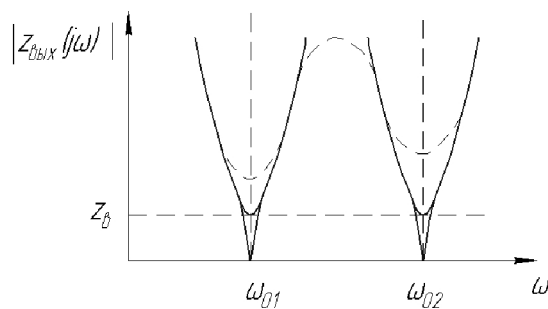


Рис. 2.2.5. Модуль входного импеданса трубопровода с закрытым концом в зависимости от частоты колебаний.

Для определения колебаний давления по длине трубопровода воспользуемся общей зависимостью (2.2.19).

Так как $q_2 = 0$, то колебание давления в отстоящем на расстоянии x от конце трубопровода сечение определяется равенством:

$$p_x = p_2 \cos \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.28)$$

Выражение $\cos \frac{\omega x}{c}$ можно представить в виде $\cos \frac{\omega x}{c} \cdot \bar{x}$, где $\bar{x} = \frac{x}{l}$ - относительная координата сечения, отсчитываемая от конца трубопровода.

Для первой резонансной частоты колебаний будем иметь $\frac{\omega_{01} l}{c} = \frac{\pi}{2}$, тогда распределение амплитуд колебаний давления вдоль трубопровода (2.2.28) может быть определено по соотношению:

$$p_x = p_2 \cos \frac{\pi}{2} \bar{x} \quad (2.2.29)$$

В конце трубопровода имеем $\bar{x} = 0$ и $p(x=0) = p_2$, а в начале трубопровода $\bar{x} = 1$ и, казалось бы, $p(x=l) = 0$. Однако в начале трубопровода расположен идеальный источник колебаний давления и $p(x=l) = p_u$. Равенство $p(x=l) = 0$ означает, что входное сопротивление трубопровода с идеальной жидкостью (без учета вязкости) на ω_{01} равно нулю, а раз так, то он должен на данной частоте поглотить до нуля колебания с этой частотой. На практике имеем трубопровод с потерями энергии, поэтому входное сопротивление на данной частоте имеет определенную величину, а источник имеет малое внутреннее сопротивление, поэтому $p(x=l) \approx p_u$. Если внутреннее сопротивление источника колебаний имеет не малую относительно $|Z_{\text{вх}}(j\omega_{01})|$ величину, то произойдет «подсадка» колебаний давления к источнику.

Качественный характер распределения амплитуд колебаний давления вдоль трубопровода можно определить, если иметь в виду, что в реальных условиях (с учетом гидравлических потерь) амплитуда колебаний в конце трубопровода никогда не обращается в бесконечность, даже на резонансных частотах, а принимает вполне определенное значение. Имея в виду, что амплитуда колебаний давления в конце трубопровода B_2 – конечная

величина, амплитуды колебаний давления вдоль трубопровода на резонансных частотах могут быть определены по уравнению:

$$B_{\bar{x}} = \left| \cos \frac{\pi}{2} (2n+1) \bar{x} \right| \cdot B_2 \quad (2.2.30)$$

На первой резонансной частоте колебаний максимум амплитуд давления рассмотрен на конце трубопровода, а на второй резонансной частоте проявляется в двух местах (рис. 2.2.5).

Величина амплитуд на второй резонансной частоте меньше, чем на первой резонансной частоте, что связано с большими потерями энергии колебаний на более высоких частотах колебаний.

Рассмотрим трубопровод с открытым концом, подключенный к источнику колебаний давления (рис. 2.2.6). Для открытого конца трубопровода граничные условия таковы, что $p_2 = 0$. Тогда на основании равенства (2.2.19) колебания давления и объемного расхода в сечении трубопровода, отстоящем на расстоянии x от конца, определяется уравнением:

$$p_x = j \frac{\rho c}{F} q_2 \sin \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.31)$$

$$q_x = q_2 \cos \frac{\omega x}{c} \quad (2.2.32)$$

Из уравнения (2.2.31) при $x = l$, находим:

$$q_2 = -j \frac{P_1}{\rho c \sin \frac{\omega x}{c}}. \quad (2.2.33)$$

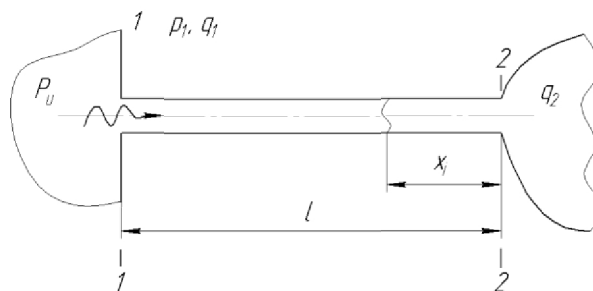


Рис. 2.2.6. Схема трубопровода, открытого со свободного конца.

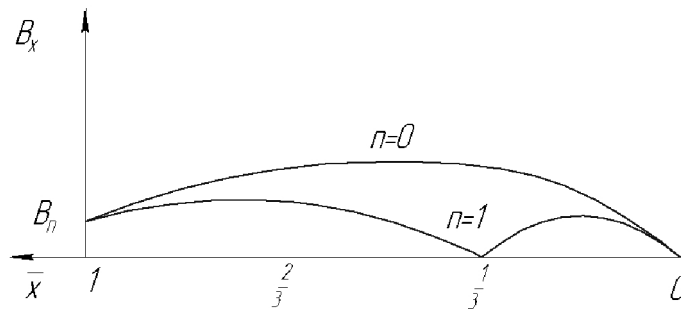


Рис. 2.2.7. Распределение амплитуд колебаний давления по длине открытого с одного конца трубопровода на резонансных частотах колебаний

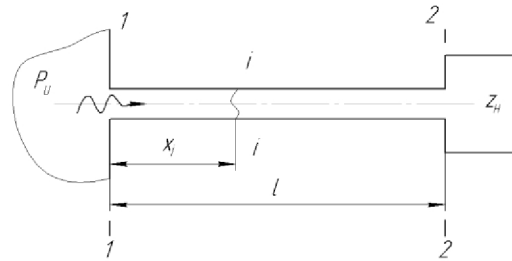


Рис. 2.2.8. Схема трубопровода с производной акустической нагрузкой.

Из равенства (2.2.33) следует, что при $\sin \frac{\omega l}{c} = 0$ или $\frac{\omega_{oi} l}{c} = (2n+1)\pi$ будет наблюдаться резонанс расхода в конце трубопровода. Первая резонансная частота колебаний будет при $n=0$ и равна $\omega_{01} = \frac{\pi c}{l}$ или $f_{01} = \frac{c}{2l}$. Первая резонансная частота колебаний открытого со свободного конца трубопровода в два раза выше резонансной частоты трубопровода с закрытым концом. Входной импеданс трубопровода можно определить при $x=l$ разделив первое уравнение (2.2.31) на второе (2.2.32):

$$Z_{\text{вх}}(j\omega) = j \frac{\rho c}{F} \operatorname{tg} \frac{\omega l}{c}. \quad (2.2.34)$$

Можно показать, что на резонансных частотах ω_{oi} входное сопротивление трубопровода равно нулю.

Рассмотрим распределение амплитуд колебаний давления по длине открытого со свободного конца трубопровода на резонансных частотах. Распределение амплитуд B_x по длине трубопровода можно определить воспользовавшись первым уравнением (2.2.31).

$$B_x = \frac{\rho c}{F} |\sin(2n+1)\pi x| A_2 \quad (2.2.35)$$

На рис. 2.2.7 представлено распределение амплитуд колебаний давления для первых двух резонансных частот колебаний.

Рассмотрим трубопровод с произвольной акустической нагрузкой на конце (рис. 2.2.8). Связь между колебаниями давления и расхода в конце трубопровода (на входе в нагрузку) выражается зависимостью:

$$p_2 = Z_n(i\omega) = q_2, \quad (2.2.36)$$

где $Z_n(i\omega)$ - акустический импеданс нагрузки.

Для трубопровода длиной l комплексные амплитуды колебаний давления и расхода связаны зависимостями (2.2.21), (2.2.22), разделив которые, получим:

$$Z_{ac}(i\omega) = \frac{p_1}{q_1} = \frac{p_2 \cos \frac{\omega l}{c} + i \frac{\rho c}{S} q_2 \sin \frac{\omega l}{c}}{j \frac{S}{\rho c} p_2 \sin \frac{\omega l}{c} + q_2 \cos \frac{\omega l}{c}} \quad (2.2.37)$$

Подставив вместо p_2 его значения из (2.2.36) и сократив числитель и знаменатель в выражении (2.2.37) на q_2 , то получим:

$$Z_{ac}(i\omega) = \frac{Z_n(i\omega) \cos \frac{\omega l}{c} + i \frac{\rho c}{S} \sin \frac{\omega l}{c}}{j \frac{S}{\rho c} Z_n(i\omega) \sin \frac{\omega l}{c} + \cos \frac{\omega l}{c}} \quad (2.2.38)$$

При известном $Z_{ac}(i\omega)$ можно определить колебания расхода и давления в любой точке трубопровода с произвольной нагрузкой на конце. Если трубопровод на входе подключен к идеальному источнику колебаний давления, то колебания расхода в начальном сечении трубопровода определяются так: $q_1 = p_u \cdot Z_{ac}(i\omega)$

При известных q_1 и $p_1 = p_u$ колебания давления и расхода в сечении на расстоянии x от начала трубопровода определяются из уравнений (2.2.19) и (2.2.20).

2.2.3 Частотные характеристики соединений трубопроводов

В трубопроводных соединениях возможны последовательные и параллельные соединения, как наиболее простые формы соединений. Под последовательным соединением трубопроводов от первого до к-го понимают соединение в порядке 1, 2, ..., к. В такой системе не происходит разветвления потока жидкости при движении ее по всей цепи. Под параллельным или байпасным соединением трубопроводов понимают соединение с двумя узлами. При таком соединении поток жидкости двигается по двум трубопроводам, а разветвляется, затем вновь соединяются потоки жидкости.

Рассмотрим последовательное соединение 2-х трубопроводов (рис. 1).

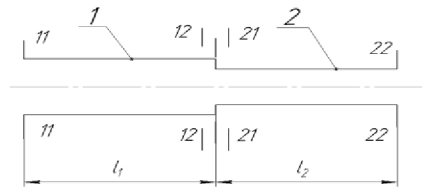


Рис. 2.2.9. Последовательное соединение трубопроводов: 1 - первый участок; 2 – второй участок трубопровода

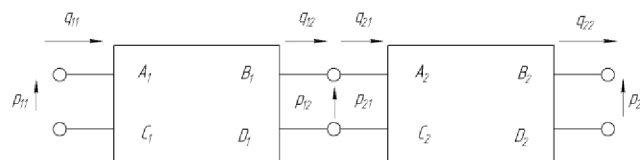


Рис. 2.2.10. Структурная схема последовательного каскадного соединения двух участков трубопроводов, представленных в форме акустических четырехполюсников

Требуется определить связь между колебаниями давления и объемного расхода в сечениях 11 – 11 и 22 – 22 (см. рис. 2.2.10).

Запишем уравнение, связывающее колебания давления и расхода по концам обоих трубопроводов:

$$\begin{bmatrix} p_{11} \\ q_{11} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{12} \\ q_{12} \end{bmatrix}; \quad (2.2.39)$$

$$\begin{bmatrix} p_{21} \\ q_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{22} \\ q_{22} \end{bmatrix}; \quad (2.2.40)$$

В уравнениях (2.2.39) и (2.2.40) в параметрах давления и расхода первый индекс указывает на номер трубопровода, а второй – сечение: 1 – начало, 2 – конец трубопровода.

Кроме того, известно, что на стыке двух трубопроводов (без учета гидравлических потерь) имеют место равенства:

$$p_{12} = p_{21}, \quad q_{12} = q_{21} \quad (2.2.41)$$

Решив совместно уравнения (2.2.39) и (2.2.40) с учетом (2.2.41), получим:

$$\begin{bmatrix} p_{11} \\ q_{11} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{22} \\ q_{22} \end{bmatrix}$$

или

$$\begin{bmatrix} p_{11} \\ q_{11} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{\Pi} & B_{\Pi} \\ C_{\Pi} & D_{\Pi} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{22} \\ q_{22} \end{bmatrix}, \quad (2.2.42)$$

где $A_{\Pi} = A_1 A_2 + B_1 C_2$, $B_{\Pi} = A_1 B_2 + B_1 D_2$, $C_{\Pi} = C_1 A_2 + D_1 C_2$, $D_{\Pi} = C_1 B_2 + D_1 D_2$

- коэффициенты передачи эквивалентной матрицы двух последовательно соединенных участков трубопроводов.

Для нескольких последовательно соединенных трубопроводов, связывающие комплексные амплитуды колебаний расхода и давления получаются аналогично выше приведенным зависимостям.

Часто в практике реализуется байнасное соединение трубопроводов (рис. 2.2.10).

Для представления которых в виде эквивалентного четырехполюсника необходимо помимо соотношений для трубопроводов иметь уравнения входного узла разветвления и выходного узла соединения труб:

$$p_{31} = p_{11} = p_{21}, \quad q_{31} = q_{11} + q_{21} \quad (2.2.43)$$

$$q_{32} = q_{12} + q_{22}, \quad q_{32} = q_{12} + q_{22} \quad (2.2.44)$$

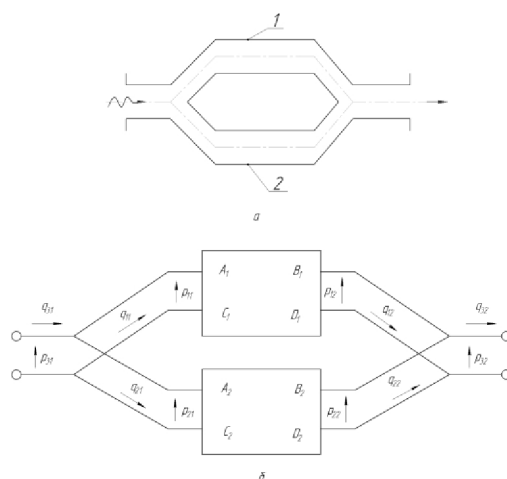


Рис. 2.2.11. Байпасное соединение трубопроводов

После преобразований уравнений для байпасных участков труб и учета равенств (2.2.44), (2.2.45) получим эквивалентный четырехполюсник.

$$\begin{bmatrix} p_{31} \\ q_{31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{32} \\ q_{32} \end{bmatrix}, \quad (2.2.45)$$

где

$$A_3 = \frac{A_1 B_2 + A_2 B_1}{B_1 + B_2}, \quad B_3 = \frac{B_1 B_2}{B_1 + B_2},$$

$$C_3 = C_1 + C_2 + \frac{A_2}{B_2} (D_1 - D_2) -$$

$$- \frac{(A_1 B_2 + A_2 B_1) \cdot (D_1 - D_2)}{B_2 (B_1 + B_2)},$$

$$D_3 = D_1 - \frac{B_1 (D_1 - D_2)}{B_1 + B_2}.$$

Если байпасные трубопроводы одинаковые, то есть $A_1 = A_2$, $B_1 = B_2$,

$C_1 = C_2$, $D_1 = D_2$, то коэффициенты матрицы будут равны: $A_3 = A_1$; $B_3 = \frac{B_1}{2}$;

$C_3 = 2C_1$; $D_3 = D_1$.

Рассмотренная математическая модель трубопровода без учета гидравлических потерь на трение целесообразно применять в системах, в которых потери давления в других элементах существенно выше, чем в трубах. К таким системам относятся системы топливопитания и

регулирования авиационных двигателей, пневмогидравлические системы ракетоносителей и других энергетических установок, имеющих в структуре трубопровода относительно большого диаметра и маловязкие жидкости (керосин, сжиженный природный газ, жидкий водород, кислород и др.). Однако имеется ряд систем, в которых нельзя пренебречь гидравлическими моделями при расчете динамических процессов. Это такие системы как нефтегазопроводы, гидравлические системы установок по переработке нефти, автоматические устройства с длинными узкими каналами. Поэтому разработаны математические модели трубопроводов с учетом потерь на трение. Таких моделей много, но все они разработаны на основе приближенных методов и дают примерно одинаковую точность при описании динамических процессов.

2.2.4 Характеристики трубопроводов с учетом гидравлических потерь на трение

Математическая модель трубопровода с учетом гидравлических потерь по длине, представленная в форме акустического четырехполюсника, имеет одинаковый вид с моделью трубопровода без учета потерь с тем лишь отличием, что коэффициенты матрицы передачи определяются по формулам:

$$A = ch\Gamma L, \quad B = Z'_e Sh\Gamma L;$$

$$C = \frac{1}{Z'_e} Sh\Gamma L; \quad D = ch\Gamma L,$$

где Γ – коэффициент распространения волн; Z'_e – волновое сопротивление трубопровода с учетом потерь на трение.

Для ламинарного периодического движения жидкости на основе аппроксимации сложных функций Томсона точного решения уравнений Поповым Д.Н. получены формулы аппроксимации для расчета Γ и Z'_e :

$$\Gamma = \frac{\omega}{C} \left[\sqrt{\frac{\epsilon_2}{2\epsilon_1}} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{\kappa_2^2}} - 1 \right) - j \sqrt{\frac{\kappa_2}{2\kappa_1}} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{\kappa_2^2}} + 1 \right) \right]$$

$$Z'_e = \frac{\rho c}{F} \sqrt{\frac{k_2}{k_1} - j \frac{1}{r_1}},$$

$$k_1 = \frac{(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}}}; \quad k_2 = \frac{4\bar{\omega}(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}}}; \quad \bar{\omega} = \frac{\omega d^2}{32\nu}.$$

Коэффициент распространения волн Γ и волновое сопротивление трубопровода являются функциями комплексных чисел, так же как и гиперболические функции, входящие в коэффициенты передачи A, B, C, D, трубопровода. Несмотря на сложный вид этих функций, существует библиотека этих стандартных функций и не представляет труда рассчитывать колебательные процессы в трубопроводах с учетом потерь на трение.

При расчете турбулентного периодического движения жидкости в трубопроводе можно воспользоваться...выражением для Γ и Z'_B , выведенным И.А. Чарным [27]:

$$\Gamma = \frac{\omega}{C} \left[\sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{2a}{\omega} \right)^2 - 1 \right]} + j \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{2a}{\omega} \right)^2 + 1 \right]} \right]$$

$$Z'_e = \frac{\rho c}{iF} \left[\sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{2a}{\omega} \right)^2 - 1 \right]} + j \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{2a}{\omega} \right)^2 + 1 \right]} \right],$$

где $2a$ - линеаризованный коэффициент гидравлических потерь на единицу длины трубопровода в квазистационарной постановке.

$$\text{Для цилиндрического трубопровода } 2a = \frac{2\xi_{mp} Q_{cm}}{\pi d^3}; \quad \xi_{mp} = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}; \quad R_e = \frac{4Q_{cm}}{\pi d \nu}$$

- число Рейнольдса по отношению к стационарной составляющей расхода жидкости.

Таким образом, и в случае турбулентного периодического давления жидкости величины Γ и Z'_B и коэффициенты матрицы жидкости являются функциями комплексных аргументов, которые можно рассчитывать так же с использованием стандартных функций.

Используя полученные выражения для трубопроводов, их соединений и характеристики агрегатов можно определить колебания, давление и расход в любом сечении трубопроводной цепи импедансным методом.

2.3. Импедансный метод расчета частотных характеристик ПГС

Импедансный метод расчёта колебательных процессов в гидравлической системе целесообразно применять для определения наибольших значений амплитуд колебаний давления в системе, при оценке устойчивости систем, при выборе параметров гасителей колебаний рабочей среды и оценке их эффективности.

Наименование метода произошло от слова импеданс, которое характеризует комплексное сопротивление элемента, участка или всей системы. Импеданс рассчитывается как отношение комплексной амплитуды колебаний давления к комплексной амплитуде колебаний расхода жидкости или газа.

Недостатком импедансного метода является то, что он применим к расчёту систем только с линейными или линеаризованными характеристиками элементов. При линеаризации дросселирующих элементов по критерию минимума среднеквадратичного отклонения, время счёта на ЭВМ увеличивается в несколько раз. Кроме того, импедансный метод предполагает расчёт систем с источниками моногармонических колебаний давления (расхода). При полигармонических колебаниях расчёт колебательного процесса ведётся по каждой из составляющих спектра, а затем результат получается векторным суммированием составляющих расхода и давления. Тем не менее, преимущество импедансного метода при оценке интенсивности колебательного процесса в гидравлической системе очевидно и он применяется в практике.

Суть импедансного метода поясним на примере разветвлённой гидравлической системы с источником колебаний в виде насоса объёмного или центробежного типа[30] (рис. 2.3.1).

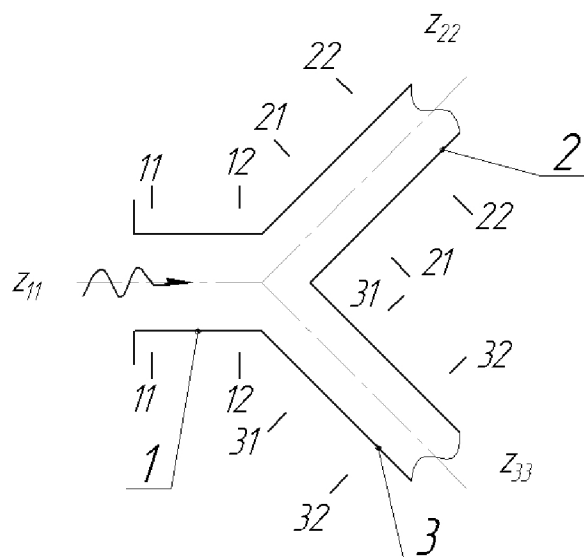


Рис. 2.3.1. Расчётная схема трубопроводной цепи в импедансном методе: 1,2,3 – участки трубопроводов

Пусть требуется определить распределение амплитуд колебаний давления в трубопроводе 1 на определённой частоте, возбуждаемой насосом.

Такая задача может возникнуть, например, в случае усталостного разрушения трубопровода 1 в каком либо сечении и требуется установить, не являются ли причиной этих поломок большие амплитуды колебаний давления в этом сечении.

Если пояснить вкратце, то импедансный метод заключается в том, что вначале определяются входные импедансы всех присоединённых к трубопроводной системе элементов (агрегатов, арматуры, чувствительных и исполнительных элементов), затем двигаясь к источнику колебаний последовательно определяют входные импедансы всех трубопроводных соединений, вплоть до сечения на выходе из источника колебаний. При известной характеристике источника колебаний и импеданса присоединённых к нему магистралей определяют комплексные амплитуды колебаний давления в сечении на выходе из источника колебаний, то есть на входе первого трубопровода, подключённого к напорной линии насоса. В дальнейшем, двигаясь в обратном направлении от одного сечения к другому, определяют комплексные амплитуды колебаний давления и расхода в любом произвольном сечении трубопроводной системы.

Рассмотрим порядок решения задачи импедансным методом.

Этап 1. Определение входных импедансов присоединённых к трубопроводной цепи агрегатов.

При расчёте колебательных процессов в гидравлической системе насос рассматривается как источник колебаний рабочей среды, к которому подсоединяются посредством трубопроводов агрегаты автоматики, исполнительные элементы и др. Гидравлический насос можно представить либо как источник колебаний давления, либо как источник колебаний расхода, согласно теореме об эквивалентном генераторе. Термин – эквивалентный генератор, был принят в электротехнике, а затем, в соответствии с теорией электродинамических аналогий, перешёл к методикам расчёта колебательных процессов.

Насосы объёмного типа относятся ближе к идеальным источникам колебаний расхода, а центробежные насосы – к идеальным источникам колебаний давления. Поэтому указанные типы насосов приводят к эквивалентному источнику колебаний расхода (насосы объёмного типа), или к эквивалентному источнику колебаний давления (центробежные насосы).

В структурных схемах источники колебаний обозначаются, как в электротехнике, в виде соединения идеального источника и внутреннего импеданса Z_u или проводимости Y_u (рис. 2.3.2).

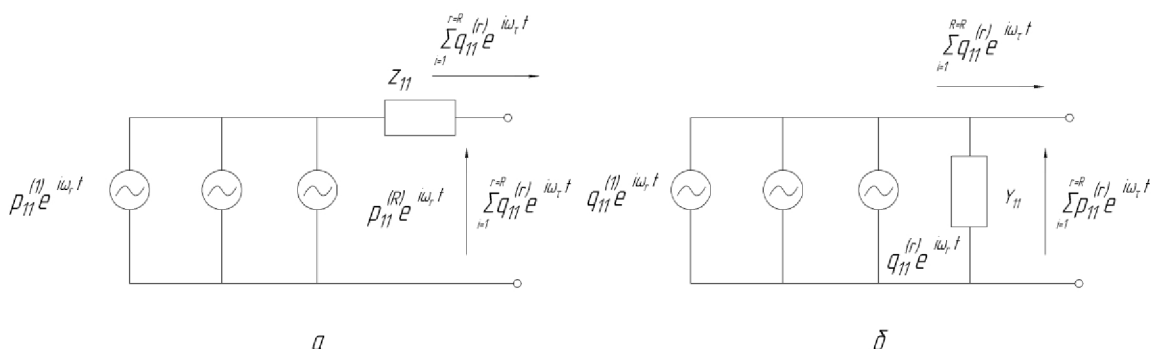


Рис. 2.3.2. Схемы эквивалентных источников колебаний давления (а) и объёмного расхода (б)

На схемах (рис. 2.3.2) показано, что насосы представляют собой источники полигармонических колебаний давления или расхода, а расчёт частотных характеристик систем проводится по одночастотной схеме, в которой частота изменяется в соответствии с заданием. Более подробно о динамических свойствах насосов, как источников колебаний рабочей среды, будет изложено далее в соответствующих разделах монографии.

В данном разделе предполагаем, что насос является эквивалентным источником гармонических колебаний давления или расхода. Таким образом, связь между колебаниями давления и расхода на выходе из насоса (без учёта характеристик присоединённых к насосу гидравлических цепей) можно выразить согласно представленных на рис. 2.3.2 схем зависимостями:

$$p_u = q_{11}Z_u + p_{11} \quad (2.3.1)$$

- для эквивалентного источника колебания давления;

$$q_u = p_{11}Y_u + q_{11} \quad (2.3.2)$$

- для эквивалентного источника колебаний расхода,

где Z_u - внутренний импеданс, Y_u - внутренняя проводимость источника колебаний рабочей среды.

В тех случаях, когда $Z_u = 0$, $Y_u = 0$ получим, как бы идеальные источники колебаний давления и расхода. В реальных же системах необходимо оценивать внутреннюю проводимость и импеданс источника, относительно проводимости и импеданса присоединённой гидравлической системы, и по соотношению этих величин решить, можно ли считать тот или иной источник колебаний идеальным.

Теоретическое определение характеристик источников колебаний часто представляет большую трудность. Поэтому часто определяют их экспериментально.

Характерным для гидросистем граничным условием являются исполнительные элементы в виде сервопоршня гидромотора. Например, на рис. 2.3.3 представлена расчётная схема для определения граничного импеданса в концевом сечении трубопровода.

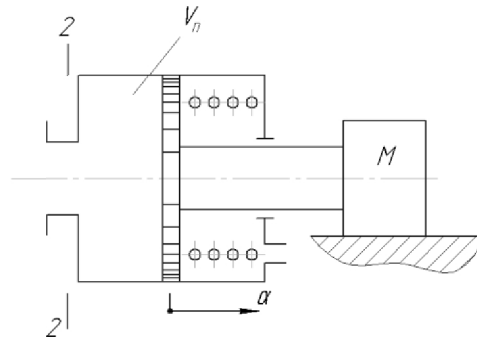


Рис. 2.3.3. К определению граничных условий для сервопоршня гидропривода.

Необходимо определить связь комплексных амплитуд колебаний давления p_2 и расхода q_2 в сечении 2-2. Для этого используются уравнения неразрывности и движения поршня:

$$q_2 = q_x + q_v; \quad (2.3.3)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda \frac{dx}{dt} + \gamma x = F_2, \quad (2.3.4)$$

где $q_v = C_v \frac{dp_2}{dt}$ - расход жидкости, обусловленный податливостью среды в поршневой полости; $q_x = F_2 \frac{dx}{dt}$ - расход жидкости, обусловленный движением поршня исполнительного элемента; C_v - акустическая ёмкость полости; F_2 - площадь торца поршня; m - масса подвижных элементов (поршня и нагрузки); λ - коэффициент вязкого трения; γ - жёсткость пружины.

Преобразуя уравнения (2.3.1), (2.3.4) к операторной форме, то есть в изображениях по Лапласу, получим:

$$\tilde{q}_2 = C_v s \tilde{p}_2 + F s \tilde{x}; \quad (2.3.5)$$

$$(ms^2 + \lambda s + \gamma) \tilde{x} = F p_2. \quad (2.3.6)$$

Решив уравнение (2.3.6) относительно $\tilde{x}$ и, подставив полученное для него выражение в (2.3.5), будем иметь:

$$Z_2 = \frac{p_2}{q_2} = \frac{1}{jC_v \omega \left[1 + \frac{F^2}{C_v (\gamma - m\omega^2 + j\omega\lambda)} \right]}. \quad (2.3.7)$$

Если в выражение (2.3.7) полагать жёсткость пружины бесконечной, т.е. $\gamma = \infty$, то получим частный случай – ёмкость на конце трубопровода, для которой входной импеданс определяется по ранее выведенной зависимости.

Математическая модель гидромотора как исполнительного элемента, можно вывести на основе уравнений движения и неразрывности потока, и представить их в форме акустического шестиполюсника (рис. 2.3.4):

$$p_{N2} = A_{11}p_{cl} + A_{12}q_{cl} + A_{21}n + A_{22}M_{кр}; \quad (2.3.8)$$

$$q_{N2} = B_{11}p_{cl} + B_{12}q_{cl} + B_{21}n + B_{22}M_{кр},$$

где A_{ij} , B_{ij} - матрицы передачи по соответствующим параметрам; n , $M_{кр}$ - комплексные амплитуды колебаний частоты вращения и крутящего момента на выходном валу гидромотора.

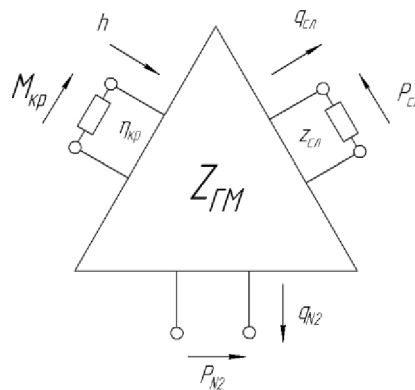


Рис. 2.3.4. Схема гидромотора, представленного в форме акустического шестиполюсника

Уравнения (2.3.8) можно привести к форме, позволяющей затем использовать их в импедансной форме. Для этого необходимо записать ещё уравнения для граничных условий по отношению к гидравлической сливной магистрали и механической цепи нагрузки гидромотора:

$$Z_{cl} = \frac{p_{cl}}{q_{cl}}; \quad Z_{эм} = \frac{n}{M_{кр}}; \quad (2.3.9)$$

После подстановки выражений (2.3.9) в (2.3.8) и преобразований получим:

$$Z_{N2} = \frac{(A_{11}Z_{cl} + A_{12})Y_{qn} + A_{21} + A_{22}Z_{кр}}{(B_{11}Z_{cl} + B_{12})Y_{qn} + B_{21} + B_{22}Z_{кр}}, \quad (2.3.10)$$

где $Y_{qn} = \frac{q_{N2}}{n}$ - зависимость, устанавливающая связь между комплексными амплитудами колебаний давления и частоты вращения вала гидромотора.

Уравнения (2.3.9) и (2.3.10) записаны непосредственно в комплексных амплитудах и не требуют дальнейших преобразований в импедансном методе.

Для трубопровода, подсоединённого к большой ёмкости (акустически открытый конец), входной импеданс ёмкости равен нулю, т.е. $Z_{N2} = 0$. Если трубопровод на конце закрыт, например запорным краном, то импеданс такого крана равен бесконечности $Z_{N2} = \infty$. Если кран приоткрыт, а за ним находится полость большого объёма, то импеданс крана после линеаризации методом малых отклонений будет равен $Z_{N2} = \frac{2\Delta P_{cm}}{Q_{cm}}$, где ΔP_{cm} и Q_{cm} - стационарные составляющие перепада давления на кране и расхода жидкости через него.

Аналогично определяются входные импедансы других агрегатов и арматуры, присоединённых к концам трубопроводов.

Этап 2. Определение входных импедансов трубопроводных магистралей, подсоединённых к источнику колебаний рабочей среды.

Предположим, что входные импедансы Z_{22} , Z_{33} (см. рис. 2.3.1) известны или определены на первом этапе импедансного метода. Определим входной импеданс трубопроводной цепи в сечении 11 – 11. Для этого вначале определим входной импеданс цепи, включающей трубопровод Z , записав уравнения:

$$\begin{aligned}
p_{21} &= A_2 p_{22} + B_2 q_{22}; \\
q_{21} &= C_2 p_{22} + D_2 q_{22}; \\
p_{22} &= Z_{22} q_{22},
\end{aligned}
\tag{2.3.11}$$

Из совместного решения уравнений (2.3.11) получим:

$$Z_{21} = \frac{p_{21}}{q_{21}} = \frac{A_2 Z_{22} + B_2}{C_2 Z_{22} + D_2}. \tag{2.3.12}$$

Аналогичным образом определим входной импеданс для третьего трубопровода:

$$Z_{31} = \frac{p_{31}}{q_{31}} = \frac{A_3 Z_{33} + B_3}{C_3 Z_{33} + D_3} \tag{2.3.13}$$

Для угла соединения трубопроводов 1, 2, 3 запишем уравнения:

$$q_{12} = q_{21} + q_{31}; \tag{2.3.14}$$

$$p_{12} = p_{21} = p_{31}.$$

Из равенств (2.3.14) следует:

$$\frac{q_{12}}{p_{12}} = \frac{q_{21}}{p_{21}} + \frac{q_{31}}{p_{31}} \text{ или } \frac{1}{Z_{12}} = \frac{1}{Z_{21}} + \frac{1}{Z_{31}}.$$

Из последнего равенства находим Z_{12}

$$Z_{12} = \frac{Z_{21} Z_{31}}{Z_{21} + Z_{31}} \tag{2.3.15}$$

При известном импедансе Z_{12} , можно определить входной импеданс первого трубопровода Z_{11} :

$$Z_{11} = \frac{A_1 Z_{12} + B_1}{C_1 Z_{12} + D_1}. \tag{2.3.16}$$

Этап 3. Определение комплексных амплитуд колебаний давления и расхода в сечении 12.

Для определения p_{11}, q_{11} запишем уравнение:

$$\begin{aligned}
p_u &= p_{11} + Z_u q_{11}; \\
p_{11} &= Z_{11} q_{11},
\end{aligned}
\tag{2.3.17}$$

Решив уравнения (2.3.17) относительно q_{11} , получим:

$$q_{11} = \frac{1}{Z_{11} + Z_u} p_u. \quad (2.3.18)$$

При известном значении p_u можно определить из второго равенства (2.3.17) комплексную амплитуду колебаний давления p_{11} :

$$p_{11} = \frac{Z_{11}}{Z_{11} + Z_u} p_u. \quad (2.3.19)$$

Таким образом, определили p_{11} и q_{11} во входном сечении первого трубопровода.

Этап 4. Определение комплексных амплитуд колебаний давления и расхода в произвольном сечении системы.

Комплексные амплитуды колебаний давления и расхода в выделенном сечении системы рассчитываются при «движении» в обратном направлении от источника колебаний рабочей среды к потребителям. Например, колебания давления и расхода в сечении на расстоянии x от начала первого трубопровода определяются по зависимостям:

$$p_{1x} = p_{11} \cos \frac{\omega x}{c_1} - j \frac{\rho c_1}{F_1} q_{11} \sin \frac{\omega x}{c_1}; \quad q_{1x} = -j \frac{F_1}{\rho c_1} p_{11} \sin \frac{\omega x}{c_1} + q_{11} \cos \frac{\omega x}{c_1}. \quad (2.3.20)$$

Так как в правых частях равенства (2.3.20) p_{11} , q_{11} и все параметры магистрали, включая частоту колебаний, известны, то нетрудно рассчитать комплексные амплитуды колебаний давления и расхода p_{1x} и q_{1x} . При известных значениях p_{1x} и q_{1x} можно определить, как распределены амплитуды колебаний давления по длине первого трубопровода. Для этого представим первое из уравнений (2.3.20) в виде:

$$p_{1x} = p_{11} \cos \frac{\omega l}{c_1} \bar{x} - j \frac{\rho c_1}{F_1} q_{11} \sin \frac{\omega l}{c_1} \bar{x}, \quad (2.3.21)$$

где $\bar{x} = x/l$, l - длина первого трубопровода.

Взяв модуль из правой и левой частей равенства (2.3.21), получим:

$$A_p = \left| p_{11} \cos \frac{\omega l}{c_1} \bar{x} - j \frac{\rho c_1}{F_1} q_{11} \sin \frac{\omega l}{c_1} \bar{x} \right|. \quad (2.3.22)$$

Задаваясь рядом значений $\bar{x}$ от 0 до 1, можно построить распределение амплитуд колебаний давления по длине первого трубопровода $A_p = f(\bar{x})$ и выяснить сечение с наибольшей амплитудой колебаний давления.

В том случае, когда требуется определить, как распространяются колебания давления до исполнительного элемента, необходимо продолжить счёт комплексных амплитуд колебаний давления и расхода, продвигаясь от источника к исполнительному элементу. Для этого, вначале определим колебания давления и расхода в сечении 12 – 12:

$$p_{12} = A_1 p_{11} - B_1 q_{11}; \quad (2.3.23)$$

$$q_{21} = -C_1 p_{11} + D_1 q_{11},$$

Далее воспользовавшись уравнением баланса давлений и неразрывности для узла соединения трубопроводов 1, 2, и 3 получим:

$$p_{21} = p_{12}; \quad q_M = q_{12} - q_{31}; \quad q_{31} = \frac{1}{Z_{31}} p_{12}. \quad (2.3.24)$$

или

$$p_{21} = p_{12}; \quad q_{21} = q_{12} - \frac{1}{Z_{31}} p_{12}. \quad (2.3.25)$$

При известных p_{21} и q_{21} , можно определить p_{22} и q_{22} в сечении 22 – 22:

$$p_{22} = A_2 p_{21} - B_2 q_{21}; \quad (2.3.26)$$

$$q_{22} = -C_2 p_{21} + D_2 q_{21}.$$

Далее воспользовавшись уравнением баланса расхода жидкости, применительно к нашему примеру в сечении 22 – 22 $q_{22} = j\omega C_V p_{22} + j\omega Fx$, определим

$$x = \frac{1}{j\omega F}(q_{22} - j\omega C_V p_{22}) \quad (2.3.27)$$

При известной комплексной амплитуде перемещения x можно значение частотной функции $W_{xp}(j\omega) = \frac{x}{p_u}$, на основании которой можно определить модуль частотной функции для заданной частоты колебаний $|W_{xp}(j\omega)| = \left| \frac{x}{p_u} \right| = \frac{1}{\omega F A_p} |q_{22} - j\omega C_V p_{22}|$, показывающий, как изменится амплитуда колебаний исполнительного элемента при заданных амплитуде и частоте колебаний давления в источнике.

По такой импедансной методике можно определить колебания давления, расхода или другого учтённого параметра в произвольном сечении гидросистемы.

2.4 Метод характеристик для расчета переходных характеристик ПГС

Неустановившееся движение жидкости или газа в элементах с распределенными параметрами, которыми являются трубопроводы, описываются дифференциальными уравнениями в частных производных, так как движение и расход зависит не только от времени, но и от координаты сечения трубопровода. Элементы с сосредоточенными параметрами, какими являются дроссели, полости, механические подвижные элементы описываются либо алгебраическими уравнениями, связывающие между собой давление, расход, перемещение, либо обыкновенными дифференциальными уравнениями [16, 17, 22].

Для письменного решения дифференциальных уравнений в частных производных необходимо преобразовать их в алгебраические конечно-разностные уравнения. Для этого целесообразно использовать метод Характеристик. Он основан на следующих физических предпосылках. Известно, что любые возмущения в трубопроводе передаются в виде волн, которые «приносят» в расчетные деления определенные значения давления и

расхода, которые складываются с давлениями и расходами, приносимыми другими волнами. Суммируя значение давлений и расходов в волнах в последовательные моменты времени во всех расчетных сечениях (узлах) можно получить общую картину неустановившегося движения жидкости в трубопроводе. В узле трубопровода складываются давление и расход, принесенные волнами слева и справа от расчетного сечения на расстоянии Δl , равном произведению скорости волн C на интервал времени Δt . При этом график движения «подвижного наблюдателя», который ведет расчет параметров в узле, в координатах $x - t$ называют Характеристикой Системы дифференциальных уравнений. Зависимости, связывающие давление и расход в узле и прилегающих к узлам сечениях называют характеристическими соотношениями.

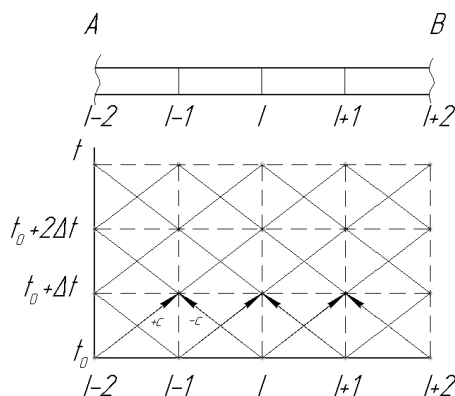


Рис. 2.4.1. Иллюстрация к расчету давления и расхода в узлах трубопровода методом характеристик

При проведении расчетов трубопровод разбивают на ряд одинаковых длин расчетных участков. Графические сечения расчетных участков являются узлами. Шаг по времени Δt можно принять постоянными и равными: $\Delta t = \Delta x / c$, где $\Delta x = L / N$ (L – длина трубопровода, N – число разбиений длины трубопровода). Число N обычно соизмеряют с необходимой степенью детализации расширения задачи, с требуемой точностью и объемом вычислений на ЭВМ. Если при движении жидкости в трубопроводе не предвидится разрыв сплошности потока, то достаточным для практики является разбиение участка на 10...20 сечений, то есть $N = 10 \dots 20$. В этом

случае, если динамический процесс гидравлического счета в трубопроводе высокочастотный, с возможными разрывами сплошности потока жидкости, с кавитационными явлениями, необходимо увеличивать число разбиений N до 30....40.

Для проведения расчетов по сетке характеристик (см. рис) должны быть заданы параметры процесса на начальном расчетном «слое» $t = t_0$ во всех расчетных узлах, в том числе по концам трубопровода, т.е. в точках А и В. Далее расчет параметров производится с использованием характеристических соотношений в тех же расчетных узлах, но уже в момент времени $t_0 + \Delta t$. Для определения параметров в точках А и В трубопровода помимо характеристических соотношений, используются уравнения граничных условий, связывающих параметры трубопровода с параметрами присоединенных элементов или агрегатов гидравлической системы.

Рассмотрим вывод Характеристических соотношений для ремонта участков трубопровода с учетом потерь на трение. При выводе уравнений предлагаем следующие упрощенные допущения:

- скорость движения жидкости в трубопроводе намного меньше скорости распространения волн ($U_{\max}/c \leq 0,01$ $U_{\max}$ – максимальная ожидаемая при расчетах скорость движения жидкости), при этом скорость волн рассчитывается с учетом податливости стенок трубопровода;

- давление в трубах не превышает величины, при которой модуль упругости остается постоянным, если соблюдается соотношение:

$P_{\max} \leq 0,01 B_{\text{пр}}$, где $B_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости жидкости с учетом наличия в ней нерастворенных газов и деформации стенок труб.

- гидравлические потери в трубопроводе квазистационарные (допущение квазистационарности может привести к ошибке из-за влияния потерь на динамический процесс в трубопроводе не более, чем на $\pm 20\%$;

- жидкость однородная баротропная, т.е. ее плотность жидкости зависит только от давления и изменениями процессов из-за отклонения температуры (в динамике) пренебрегаем.

С учетом принятых допущений система дифференциальных уравнения в частных производных движения ϕ_1 и неразрывности ϕ_2 жидкости в трубопроводе имеет вид:

$$\begin{aligned}\phi_1 &= \rho \frac{\partial Q}{\partial t} + F \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda \rho}{2dF} Q |Q| = 0 \\ \phi_2 &= \frac{\rho c^2}{F} * \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = 0\end{aligned}\quad (2.4.1)$$

В этих уравнениях (2.4.1) содержатся две зависимые P и Q и две независимые x и t переменные.

Преобразуем (2.4.1) эти уравнения в систему обыкновенных дифференциальных уравнений, а затем представим полученные уравнения в конечно-разностной форме для дальнейшего использования при расчетах на ЭВМ.

Для этого составим из уравнений ϕ_1 и ϕ_2 линейную комбинацию $\phi_1 + \chi \phi_2$, используя неизвестный множитель χ :

$$\phi_1 + \chi \phi_2 = \rho \frac{\partial Q}{\partial t} + F \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda \rho}{2d} Q |Q| + \chi \frac{\rho c^2}{F} \frac{\partial Q}{\partial x} + \chi \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (2.4.2)$$

Группируя члены, относящиеся к производным от P и Q в последнем уравнении, получим:

$$\chi \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{F}{\chi} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \chi \frac{c^2}{F} \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \frac{\lambda \rho}{2dF} Q |Q| = 0 \quad (2.4.3)$$

Из рассмотрения полученного равенства следует, что $\left(\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{F}{\chi} \frac{\partial p}{\partial x} \right)$ будет полным дифференциалом $\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t}$,

$$\text{если } \frac{F}{\chi} = \frac{\partial x}{\partial t} \quad (a) \quad (2.4.4)$$

Аналогично $\frac{\partial Q}{\partial t} + \chi \frac{c^2}{F} \frac{\partial Q}{\partial x}$ будет полным дифференциалом $\frac{\partial Q}{\partial t}$, если

$$\chi \frac{c^2}{F} = \frac{\partial x}{\partial t} \quad (2.4.5)$$

Приравнявая выражение (а) и (б), можно определить множитель χ :

$$\chi = \pm \frac{F}{c} \quad (2.4.6)$$

Подставляя величину χ из (в) в (а) и (б), получим, что

$$\frac{\partial x}{\partial t} = \pm c \quad (2.4.7)$$

Уравнение (2.4.7) и есть уравнение характеристик (их две, они отличаются только знаком). Чтобы следить за распространением волн, нужно мысленно двигаться по трубопроводу со скоростью волны в положительном направлении оси x : $\frac{\partial x}{\partial t} = c$ или в отрицательном направлении оси x : $\frac{\partial x}{\partial t} = -c$.

Подставляя значения x из (в) в уравнение (), получим соотношение между P и Q на характеристиках (характеристические отношения).

$$\frac{\partial x}{\partial t} = c, \quad \frac{F}{c} \frac{dp}{dt} + \rho \frac{dQ}{dt} + \frac{\lambda \rho}{2dF} Q|Q| = 0 \quad (2.4.8)$$

$$\frac{\partial x}{\partial t} = -c, \quad \frac{F}{c} \frac{dp}{dt} + \rho \frac{dQ}{dt} + \frac{\lambda \rho}{2dF} Q|Q| = 0$$

Будем считать, что параметры неустановившегося движения жидкости P и Q известны во всех расчетных сечениях (узлах) трубопровода в момент времени $t = t_0$. Они могут быть определены в принципе по статистическим Характеристикам. Для определения параметров неустановившегося движения в расчетных узлах в момент времени $t = t_0 + \Delta t$ построим систему алгебраических конечно-разностных уравнений. Используя значения P и Q в расчетных узлах $I-1$ и $I+1$ в момент времени t_0 , т.е. P_{i-1, t_0} , Q_{i-1, t_0} , P_{i+1, t_0} , Q_{i+1, t_0} , запишем конечно-разностные отношения для определения P и Q в расчетном первом узле в момент времени $t_0 + \Delta t$, т.е. $P_{i, t_0 + \Delta t}$, $Q_{i, t_0 + \Delta t}$.

Преобразуя систему уравнений (2.4.8) в предположении $dt = \Delta t$, получим:

$$(P_{i, t_0 + \Delta t} - P_{i-1, t_0}) + \frac{\rho C_{i-1}}{F_{i-1}} (Q_{i, t_0 + \Delta t} - Q_{i-1, t_0}) +$$

$$+ \frac{\lambda_{i-1} \rho c_{i-1}}{2d_{i-1} F_{i-1}^2} \Delta t Q_{i, t0 + \Delta t} |Q_{i, t0 + \Delta t}| = 0 \quad (2.4.9)$$

$$x_i - x_{i-1} = c_{i-1} \Delta t \quad (2.4.10)$$

$$- (P_{i, t0 + \Delta t} - P_{i+1, t0}) + \frac{\rho c_{i+1}}{F_{i+1}} (Q_{i, t0 + \Delta t} - Q_{i+1, t0}) +$$

$$+ \frac{\lambda_{i+1} \rho c_{i+1}}{2d_{i+1} F_{i+1}^2} \Delta t Q_{i, t0 + \Delta t} |Q_{i, t0 + \Delta t}| = 0$$

$$x_i - x_{i+1} = c_{i+1} \Delta t \quad (2.4.12)$$

Как правило, рассчитываемый трубопровод в гидравлической системе является однородным, то по всей его длине диаметр и скорость распространения волн постоянны: $c_{i-1} = c_{i+1} = c$. Тогда при $\Delta t = \text{const}$, будут одинаковые и отрезки трубопровода между узлами $x_i - x_{i-1} = x_{i+1} - x_i = \Delta x$. Задав число N разбиения трубопровода, находим $\Delta x = L/N$ и соответствующее значение приращения по времени $\Delta t = \Delta x/c = L/(Nc)$.

Из однородности трубопровода следует $d_{i-1} = d_{i+1} = d$; $F_{i-1} = F_{i+1} = F$.

Введем обозначения: $Z_b = \frac{\rho c}{F}$ – волновое сопротивление трубопровода;

$K_\lambda = \frac{\lambda \rho L}{2d F^2 N}$ – коэффициент, учитывающий гидравлические потери на отрезке трубопровода Δx .

Тогда систему уравнений (2.4.9)...(2.4.12) можно представить в виде системы из двух уравнений:

$$P_{i, t0 + \Delta t} = P_{i-1, t0} + Z_b [(Q_{i, t0 + \Delta t} - Q_{i-1, t0})] + K_\lambda Q_{i, t0 + \Delta t} |Q_{i, t0 + \Delta t}| = 0 \quad (2.4.13)$$

$$P_{i, t0 + \Delta t} + P_{i+1, t0} + Z_b [(Q_{i, t0 + \Delta t} - Q_{i+1, t0})] + K_\lambda Q_{i, t0 + \Delta t} |Q_{i, t0 + \Delta t}| = 0 \quad (2.4.14)$$

Полученные уравнения нелинейные квадратичные, которые, при использовании ЭВМ в расчётах, целесообразно решать методом последовательных приближений.

Вначале решим уравнения (2.4.13) и (2.4.14) относительно искомых параметров:

$$Q_{i, t_0 + \Delta t} \text{ и } P_{i, t_0 + \Delta t}$$

$$Q_{i, t_0 + \Delta t} = \frac{1}{2 Z_b} [(P_{i-1, t_0} - P_{i+1, t_0})] + \frac{1}{2} [(Q_{i-1, \lambda} + Q_{i+1, t_0})] - \frac{K \lambda}{Z_b} Q_{i, t_0 + \Delta t} | Q_{i, t_0 + \Delta t}; \quad (2.4.15)$$

$$P_{i, t_0 + \Delta t} = P_{i+1, t_0} - Z_b (Q_{i, t_0 + \Delta t} - Q_{i+1, t_0}) + K \lambda Q_{i, t_0 + \Delta t} | Q_{i, t_0 + \Delta t} | \quad (2.4.16)$$

Из уравнения (2.4.15) вначале определяют расход $Q_{i, t_0 + \Delta t}$, а затем подставив его в первую часть равенства (2.4.16) находят $P_{i, t_0 + \Delta t}$. При решении уравнения (2.4.15) в первом приближении, вместо $Q_{i, t_0 + \Delta t}$ в первой части равенства подставляют Q_{i-1, t_0} или Q_{i+1, t_0} , а затем во втором приближении вновь полученное значение $Q_{i, t_0 + \Delta t}$. Такой цикл повторяется до тех пор, пока относительная абсолютная разница двух последовательных приближений не станет меньше допустимой погрешности $|Q_{i, t_0 + \Delta t} - Q_{i, t_0 + (N+1)\Delta t}| / Q_{i, t_0 + N\Delta t} \leq \delta_{qon}$. Такой расчёт ведётся для каждого узла трубопровода на данном уровне времени Δt . После определения $P_{i, t_0 + \Delta t}$, $Q_{i, t_0 + \Delta t}$ для всех i – ых узлов ведётся расчёт для следующего интервала времени, т.е. $t = t_0 + 2\Delta t$. При этом, естественно, учитывается изменение параметров в концевых сечениях трубопровода на всех интервалах времени, т.е. граничные условия.

Рассмотрим характеристические соотношения для некоторых типовых граничных условий, соответствующих присоединению трубопровода к идсальным источникам давления и расхода (в точке А, см. рис.), присоединение концевой ёмкости (в точке В, см. рис.), дроссель в производном сечении трубопровода, разветвления труб (узел соединения нескольких труб в одной точке системы).

В сечении I трубопровода, с источником расхода (насосом объёмного типа плунжерный, коловратный и др. задаётся граничное условие в виде изменения расхода жидкости $Q(t)$. В результате расчёта статических или проливочных характеристик определяются давление и расход во всех выделенных узлах трубопровода $i = I, I + 1, \dots N$.

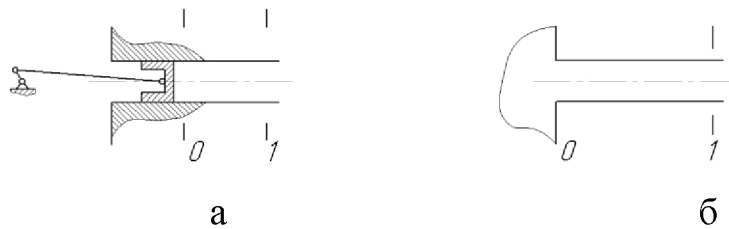


Рис. 2.4.2. Схемы характерных соединений трубопровода к источнику расхода (а) и давления (б).

При установившемся режиме во всех узлах, расход жидкости будет один и тот же, т.е. $Q_{i, t_0} = Q_{i+1, t_0} = \dots$, а давления будут отличаться в соответствии с гидравлическими потерями на выделенных участках (между узлами) P_{i, t_0}, P_{i+1, t_0} . В момент времени $t_0 + \Delta t$ расход жидкости на выходе изменится и станет $Q_{I, t_0 + \Delta t} = Q(t_0 + \Delta t)$ в соответствии с рабочей характеристикой насоса. Тогда давление в узле I на выходе из насоса определится из равенства

$$P_{Q, t_0 + \Delta t} = P_{1, t_0} + Z_b(Q_{Q, t_0 + \Delta t} - Q_{1, t_0}) + K_\lambda Q_{Q, t_0 + \Delta t} | Q_{Q, t_0 + \Delta t} |$$

Затем определяется расход и давление в узле I + 2. Так как в узлах, справа узла I + 1 используются значения параметров в момент времени t_0 , то естественно в момент времени $t_0 + \Delta t$ в узле I + 1 будут те же значения параметров $Q_{I+1, t_0}, P_{I+1, t_0}$. Это означает, что на уровне времени $t_0 + \Delta t$ произойдёт изменение параметров только в узле I. В дальнейшем, при $t_0 + 2\Delta t$ начнётся изменение параметров в узлах, в направлении слева направо, в соответствии с движением волны, которая, дойдя до конца трубопровода в течении времени $t_0 + (N+1)\Delta t$ отразится, и возникнет отражённая волна. Только после возникновения отражённой волны начнётся сложение параметров падающей и отражённой волн.

Рассмотрим характеристические соотношения в концевом сечении трубопровода, (т.е. в узле с номером N), подсоединённым с полостью, обладающей акустической ёмкостью (рис.2.4.3).

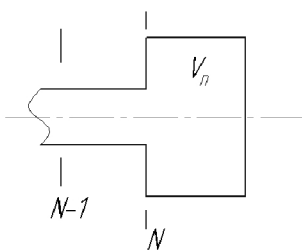


Рис. 2.4.3. Расчётная схема граничных условий на конце трубопровода с присоединённой ёмкостью

Расход и давление на входе в ёмкость связаны соотношениями $Q_N = C_n \frac{dp_N}{dt}$ или в конечно – расчётной форме

$$P_{N, t0 + \gamma \Delta t} - P_{N, (t0 + (\gamma - 1) \Delta t)} = \frac{\Delta t}{C_n} Q_{N, t0 + \gamma \Delta t} \quad (2.4.17)$$

где γ – коэффициент, учитывающий время прихода волны к узлу N.

Для определения параметров в узле N решается уравнение

$$P_{N, t0 + \gamma \Delta t} - P_{N-1, (t0 + (\gamma - 1) \Delta t)} + Z_b [(Q_{N, t0 + \gamma \Delta t} - Q_{N-1, (t0 + (\gamma - 1) \Delta t)})] + K_\lambda Q_{N, t0 + \gamma \Delta t} | Q_{N, t0 + \gamma \Delta t} | = 0$$

Неизвестными параметрами являются $P_{N, t0 + \gamma \Delta t}$ и $Q_{N, t0 + \gamma \Delta t}$, которые определяются из совместного решения уравнений методом последовательных приближений, аналогично определению $Q_{i, t0 + \Delta t}$ и $P_{i, t0 + \Delta t}$

Рассмотрим ещё один пример граничных условий – на конце трубопровода размещён дроссель, за которым так же размещён трубопровод, но другого проходного сечения (рис. 2.4.4).

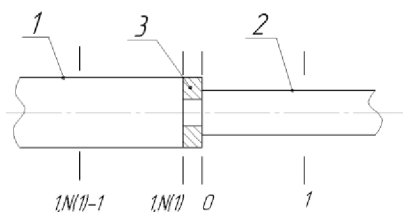


Рис. 2.4.4. Расчётная схема трубопровода с дросселем на конце: 1,2 – трубопроводы; 3 – дросселирующий элемент.

Расчёт параметров в сечении трубопровода 1, в котором находится дроссель, ведётся по трём уравнениям и ищутся три неизвестных параметра

$$P_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t}, P_{2,0, t_0 + \gamma \Delta t}, Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} = Q_{2,0, t_0 + \gamma \Delta t},$$

когда известны параметры в узлах: 1, $N_{(1)-1}$ – в узловом трубопроводе; и 2,1 – во втором. Исходные уравнения записываются на основании равенств (2.4.13), (2.4.14):

$$\begin{aligned} & P_{1, N(1), (t_0 + \gamma \Delta t)} - P_{1, N(1)-1, (t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)} + \\ & + Z_{b1} [(Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} - Q_{1, N(1)-1, (t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)})] + \\ & + K_{\lambda 1} Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} | Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} | = 0; \\ & P_{2,0, (t_0 + \gamma \Delta t)} - P_{2,1, (t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)} - Z_{b2} [(Q_{2,0, (t_0 + \gamma \Delta t)} - \\ & - Q_{2,1, (t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)})] - K_{\lambda 2} Q_{2,0, t_0 + \gamma \Delta t} | Q_{2,0, t_0 + \gamma \Delta t} | = 0; \\ & Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} = Q_{2,0, t_0 + \gamma \Delta t} \\ & [Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} - Q_{1, N(1), t_0 + (\gamma - 1) \Delta t}] + \\ & + K_{ЛН} \Delta t Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} + K_{НЛ} \Delta t [Q_{кр} - \\ & - Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t}]^2 \operatorname{sign} Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} = \Delta t [P_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t} - P_{1, N(1), t_0 + (\gamma - 1) \Delta t}], \end{aligned}$$

где $Q_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t}$, $Q_{1, N(1), t_0 + (\gamma - 1) \Delta t}$, $P_{1, N(1), t_0 + \gamma \Delta t}$, $P_{1, N(1), t_0 + (\gamma - 1) \Delta t}$ – объёмные расходы и давления в концевом сечении $N_{(1)}$ – первого трубопровода на входе в дроссель в произвольный момент времени $t_0 + \gamma \Delta t$, и в предшествующий момент времени $t_0 + (\gamma - 1) \Delta t$; $Q_{2,0, (t_0 + \gamma \Delta t)}$, $Q_{2,1, (t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)}$, $P_{2,0, (t_0 + \gamma \Delta t)}$, $P_{2,1, (t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)}$ – объёмные расходы и давления в начальном сечении второго трубопровода (на выходе из дросселя) в произвольный момент времени $t_0 + \gamma \Delta t$ и в предшествующий момент $t_0 + (\gamma - 1) \Delta t$; m – акустическая индуктивность дросселя; $K_{ЛН}$, $K_{НЛ}$ – коэффициенты, учитывающие линейные (ламинарные), и нелинейные (турбулентные) гидравлические потери на дросселирующем элементе;

$Q_{кр}$ – критический объёмный расход жидкости, при превышении которого на дросселе начинают реализовываться турбулентные гидравлические потери;

$\Delta t = 1 / (N_{(1)}, C_1)$ – приращение времени, величина постоянная для расчётной модели всей системы.

Следует отметить, что величина Δt определена для первого трубопровода и она постоянна при расчёте параметров всех остальных трубопроводов системы.

Тогда длины отрезков Δx и число разбиений $N(i)$ остальных i – ых трубопроводов определяется по зависимости : $x_i = c_i / \Delta t$, $N(i) = l_i / \Delta x$.

В тех случаях, когда длина i – го трубопровода не делится на целое число, то корректируется время Δt за счёт увеличения числа разбиения первого трубопровода и , соответственно, уменьшения приращения времени Δt , или производится некоторая коррекция длин трубопровода с нахождением наименьшего общего делителя Δx .

Так как кроме трубопровода все элементы гидравлической системы при принятых допущениях описываются алгебраическими или обыкновенными дифференциальными уравнениями, не представляет большого труда перейти от последних к разностным уравнениям и решить совместно все уравнения. При этом задание возмущений может быть в нескольких точках, причём раздвинутых по времени. Непременным условием является расчёт параметров систем во всех выделенных сечениях на каждом выделенном уровне $t = t_0 + \gamma \Delta t$, $\gamma = 0, 1, 2 \dots$ до тех пор, пока не закончится динамический процесс в системе.

Рассмотрим ещё один распространённый случай соединения трубопроводов (рис. 2.4.5).

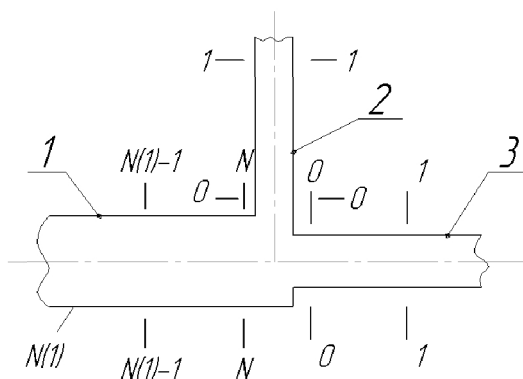


Рис. 2.4.5. Расчетная схема разветвления трубопроводов

Для данной схемы расчётные уравнения имеют вид:

$$P_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t) - P_{1,N(1)-1}(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t) + Z_{b1}[(Q_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t) - Q_{1,N(1)}(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t))] + K_{\gamma 1} Q_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t) |Q_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t)| = 0 \quad (а),$$

$$P_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t) - P_{2,1}(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t) - Z_{b2}[(Q_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t) - Q_{2,1}(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t))] - K_{\gamma 2} Q_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t) |Q_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t)| = 0 \quad (б),$$

$$P_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t) - P_{3,1}(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t) - Z_{b3}[(Q_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t) - Q_{3,1}(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t))] - K_{\gamma 2} Q_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t) |Q_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t)| = 0 \quad (в),$$

$$Q_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t) + Q_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t) + Q_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t) = 0 \quad (г),$$

$$P_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t) = P_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t) \quad (д),$$

$$P_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t) = P_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t) \quad (е)$$

Получили 6 уравнений с шестью неизвестными: $P_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t)$, $P_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t)$, $P_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t)$, $Q_{1,N(1)}(t_0 + \gamma \Delta t)$, $Q_{2,0}(t_0 + \gamma \Delta t)$, $Q_{3,0}(t_0 + \gamma \Delta t)$ при известных давлениях и расходах в соответствующих прилегающих сечениях в предыдущий момент времени $(t_0 + (\gamma - 1) \Delta t)$.

Следует обратить внимание на то, что в равенстве (г) расходы берутся со знаком (+), если жидкость втекает в место соединения труб и со знаком (-), если жидкость вытекает из соединения труб.

3 ДИСКРЕТНАЯ ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА

3.1 Дискретная гидравлика и ее применение в пневмогидравлических системах

Термин «Дискретная/Цифровая гидравлика/пневматика» относится к системам, в которых в качестве регуляторов используются дискретные компоненты, обычно двухпозиционные клапаны «открыт/закрыт». Исследования в области дискретных пневмо- и гидравлических систем значительно расширились в последние годы. Начиная с 2008 года, проходят ежегодные конференции по дискретной гидравлике/пневматике. Последняя 4-ая конференция состоялась 21 – 22 сентября 2011 года в г. Линц, Австрия. На рис. 3.1 показано количество публикаций по дискретной гидравлике на

конференциях [34] без учета стендовых докладов. Число является приблизительным, т.к. иногда трудно определить, посвящена статья дискретной гидравлике или нет. Однако тенденция роста явно прослеживается, и сегодня практически каждая конференция имеет свою секцию по дискретной гидравлике.

Один из наиболее полных обзоров публикаций по дискретной гидравлике приведен в работах [34] и [35]. Терминология в данной области еще не сформировалась, особенно в отечественной литературе. Поэтому для обозначений одних и тех же понятий часто используются различные определения. Часто вместе с термином «дискретная гидравлика» используется определение «цифровая». Многие определения заимствованы из электроники и электротехники, поскольку приложения имеют электрические аналоги. Существенным в определении «цифровая» является наличие искусственного интеллекта в управлении. Не всякая двузначная компонента может считаться цифровой, например, лампа-вспышка. Но компонента с широтно-импульсной модуляцией, например, электрический импульсный регулятор напряжения, рассматривается как цифровая.

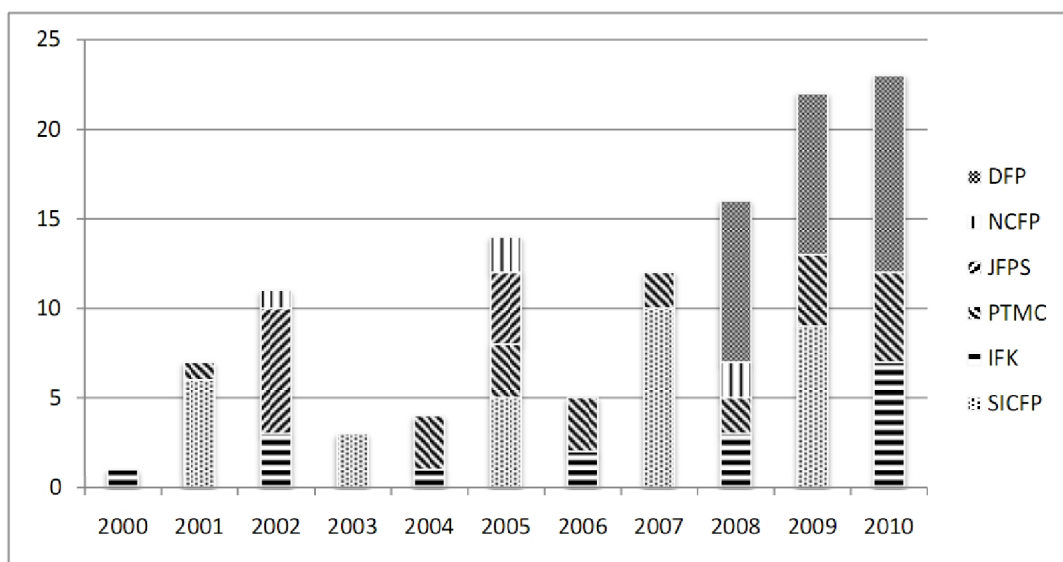


Рис. 3.1.1. Количество публикаций, посвященных дискретной гидравлике/пневматике на некоторых конференциях:

SICFP = Скандинавская международная конференция по гидравлике (раз в два года, Тампере/Линчёпинг); IFK = Международная конференция по

гидравлике (раз в два года, Ахен/Дрезден); PTMC = Передача энергии и управление движением (ежегодно, Бат);

JFPS = JFPS Международный симпозиум по гидравлике (раз в три года, Япония);

NCFP = Национальная конференция по гидравлике (раз в три года, США);

DFP = Конференция по дискретной гидравлике (ежегодно, Тампере/Линц)

По определению [34], дискретной (цифровой) гидравликой или пневматикой считаются системы, имеющие дискретные компоненты в системе управления выходными параметрами. Сюда не относятся системы с дискретным (цифровым) управлением аналоговыми компонентами. Например, управление клапаном с помощью шагового двигателя или двухпозиционного реле. Наиболее значимые ветви цифровой гидравлики по классификации [35] представлены на рис. 3.1.2.

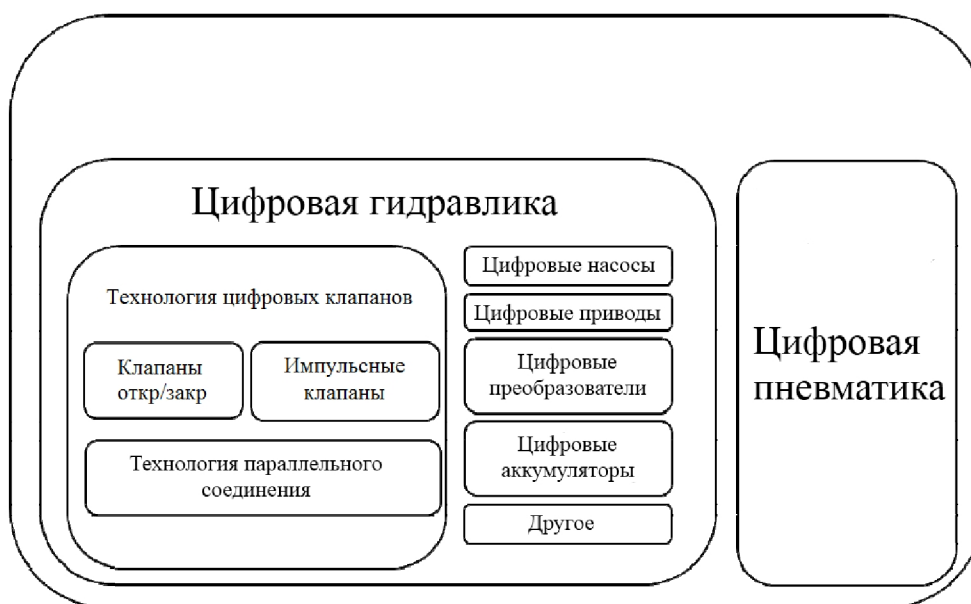


Рис. 3.1.2. Направления дискретной/цифровой гидравлики/пневматики

В каждой ветви предполагается три различных подхода:

1. Использование одного компонента и управление им путем открытия/закрытия по необходимости – двухпозиционная технология.

3. Постоянное переключение одного компонента между открыт/закрыт и управление выходным параметром за счет, например, изменения ширины импульса – импульсная технология.

3. Использование нескольких компонент, соединенных параллельно, и управление выходом путем открытия клапанов в определенном сочетании – технология параллельных соединений.

Примеры соединений даны в таблице 3.1.1.

Двухпозиционная технология – считается устаревшей и почти не исследуется сегодня. Импульсная техника изучается активно несколько десятков лет. Наиболее важными направлениями здесь являются клапаны с ШИМ управлением (широтно-импульсная модуляция) и конвертеры-коммутаторы [36]. Технология параллельных соединений изобретена давно, и обширная публикация по ней дана в [37].

Наиболее активные исследования в области параллельного соединения дискретных клапанов проводятся в Техническом университете г. Тампере [38], начиная с 2000 г. Новыми областями исследований являются дискретные трансформаторы «насос-мотор» [39] и дискретные цилиндры [40], которые также основаны на принципе параллельного соединения. Пионерская работа по дискретным насосам и моторам выполнена в компании Artemis в 1994г. [41]. Интересными новинками в дискретной гидравлике являются дискретные преобразователи [42] и «матричная» гидравлика, которая подобна электронным устройствам, описанным в [43].

3.2 Разделы дискретной гидравлики

Два основных раздела дискретной гидравлики - это системы на параллельном соединении и системы, основанные на импульсной (релейной) технологии. Обе системы можно использовать в нескольких модификациях. Параллельные системы имеют несколько параллельных

компонентов, и управление осуществляется путем изменения их состояния.

Таблица 3.1.1. Примеры соединений в дискретной гидравлики

	Клапаны откр/закр	Импульсные клапаны	Технология параллельного соединения
Клапаны			
Насосы			
Цилиндры			
Емкости			

Такая система имеет определенное число значений выходного сигнала, и не требуется переключений, чтобы поддерживать любое из них. Импульсные системы имеют один или несколько постоянно переключающихся коммутаторов, и выход определяется, например, относительной шириной импульса.

3.2.1 Дискретные гидравлические клапаны

На рис. 3.2.1,а показано применение двухходового клапана 2\2 в импульсном режиме. Он управляет средним значением площади проходного

сечения потока путем высокочастотной модуляции, чаще всего широтно-импульсной (ШИМ). Теоретически можно добиться любой площади сечения, но на практике динамика клапана ограничивает наибольшее и наименьшее значения скважности. Управляемость зависит от частоты импульсов. Низкая частота улучшает управляемость, но увеличивает пульсации давления. Для снижения шума необходимо надлежащее проектирование системы и использование демпфирующих устройств.

На рис. 3.2.1,б показано применение параллельного соединения двухходовых клапанов. Для его наименования используется термин Дискретный блок управления расходом (ДБУР), а условное обозначение показано на рис. 3.2.1,в. Площадь сечения ДБУР определяется суммой площадей открытых клапанов. Статические характеристики зависят от двух факторов: от числа N параллельно соединенных клапанов и относительной пропускной способности в соответствии с методом кодирования. Наиболее распространено двоичное кодирование, при котором пропускная способность соотносится как 1:2:4:8 и т.д. Другие кодировки включают метод Фибоначчи (1:1:2:3:5 и т.д.) и численно-импульсную модуляцию (1:1:1:1 и т.д.). Независимо от кодировки ДБУР имеет 2^N комбинаций величины площади открытия, состояний ДБУР. Существенное отличие от импульсного (коммутирующего) клапана в том, ДБУР не требует постоянного переключения для поддержания данной величины открытия. Переключение необходимо только при смене состояния.

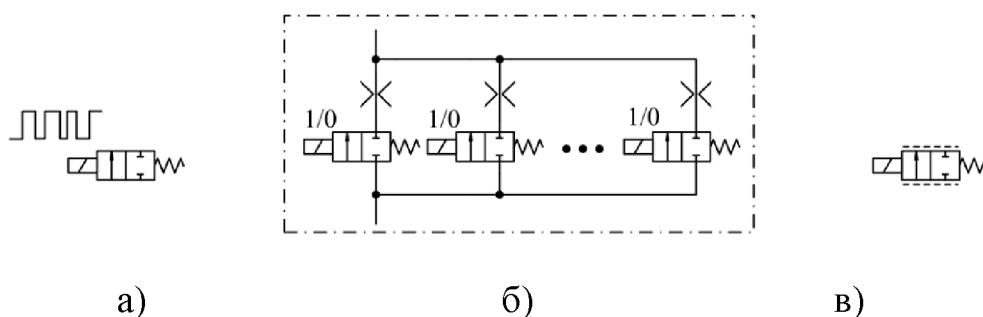


Рис. 3.2.1. Структурные схемы клапана 2\2: а) клапан с ШИМ управлением; б) дискретный блок управления расходом (ДБУР)

Дроссели на рис. 3.2.1,б использованы для настройки пропускной способности клапанов.

На рис. 3.2.2 даны примеры реализации четырех ходового дискретного клапана. В отличие от традиционного клапана $4/2$, каждая дросселирующая кромка управляется независимо.

В дискретной реализации такие клапаны получаются с большим быстродействием и не имеют утечек.

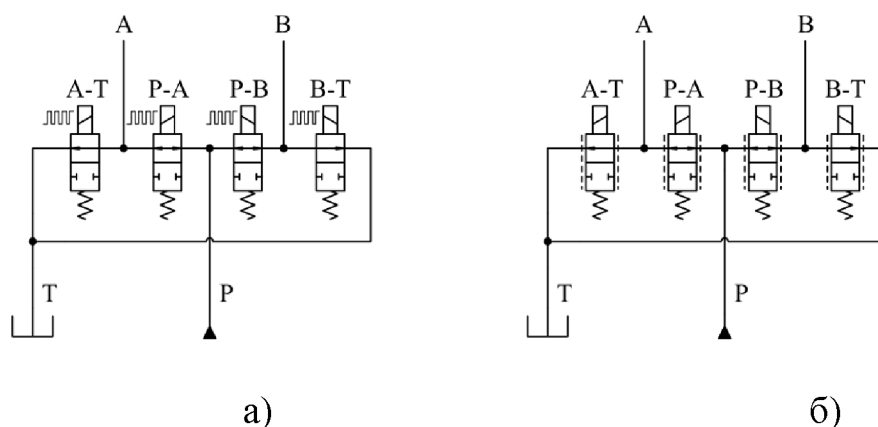


Рис. 3.2.2. Реализация распределенного $4/2$ клапана при помощи $2/2$ клапанов с ШИМ (а) и с помощью ДБУР (б)

3.2.2 Дискретный гидравлический насос

Дискретный насос реализуется так же, как и дискретный клапан (рис. 3.2.3).

Импульсная версия включает в себя один насос постоянной производительности, и поток постоянно переключается между напорной линией и баком.

Другим способом реализации дискретного насоса является независимое управление каждым поршнем насоса с помощью двухпозиционных клапанов. На рис. 3.2.4,а показан обычный насос, у которого каждый поршень может работать в режиме нагнетания или в холостом режиме. Средний расход определяется соотношением рабочих и холостых ходов.

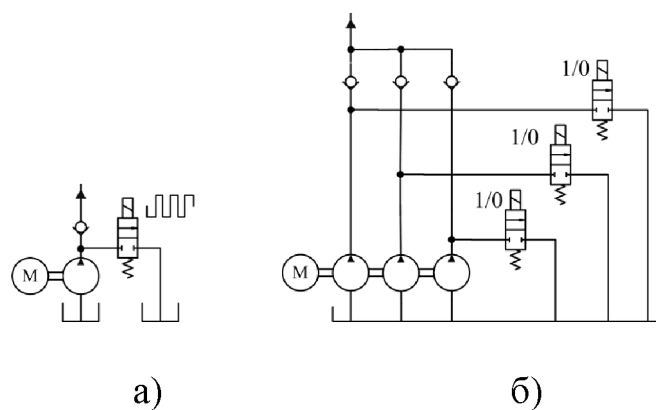


Рис. 3.2.3. Насос с импульсным управлением (а) и параллельное соединение насосов (б)

Возможны также частичные рабочие хода. На рис. 3.2.4,б показан насос-мотор, у которого каждый поршень может работать в режиме насоса, нейтральном или режиме мотора. Режим мотора требует постоянного переключения управляющих клапанов.

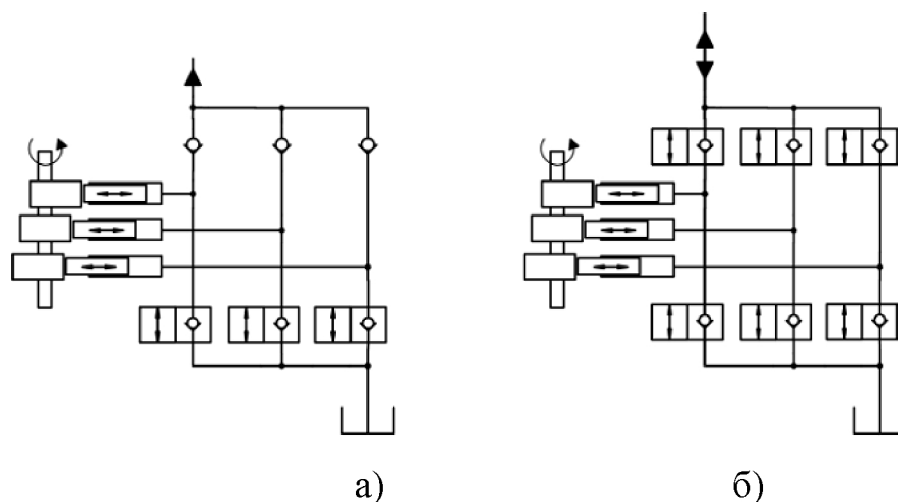


Рис. 3.2.4. Дискретный поршневой насос (а) и насос-мотор (б)

3.2.3 Дискретный гидравлический усилитель

Дискретный гидравлический усилитель это устройство, которое преобразует давление в крутящий момент или в усилие. На рис. 3.2.5 показана реализация дискретного мотора, который является зеркальным отражением дискретного насоса. В импульсной версии происходит

постоянное переключение между полным и нулевым моментом, а при параллельном включении несколько независимых моторов работают на одной оси, причем размеры моторов можно кодировать по необходимости.

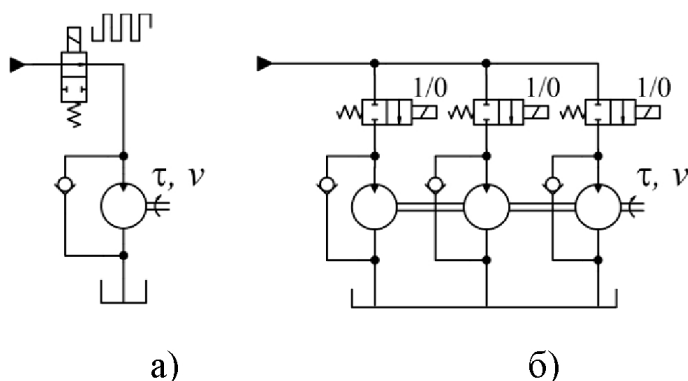


Рис. 3.2.5. Импульсный мотор (а) параллельное соединение моторов (б)

Дискретный цилиндр подобен цифровому мотору (рис. 3.2.5,а). Версия параллельного соединения имеет много реализаций. Простейшая реализация – параллельное соединение нескольких цилиндров (рис. 3.2.6,а), но более компактное решение – многокамерная конструкция (рис. 3.2.6,б и 3.2.6,в). Четыре камеры – практический максимум, который позволяет получить 16 дискретных усилий в зависимости от комбинаций клапанов. Дальнейшего увеличения числа усилий можно достичь ростом числа значений давления питания. Число значений силы равно NM , где N - число давлений питания, M - число камер. Подобно другим параллельным соединениям, различных характеристик можно достичь изменением метода кодирования, т.е. соотношением площадей поршней.

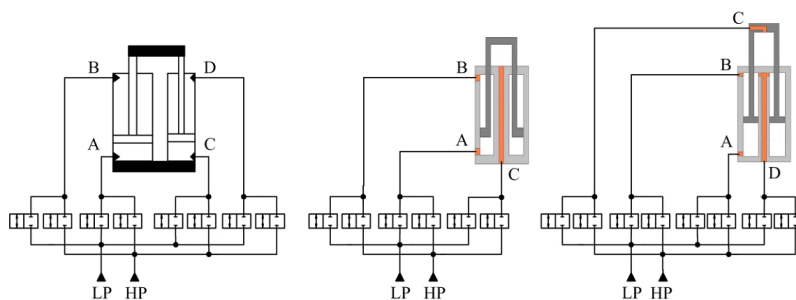


Рис. 3.2.6.- Различные реализации многокамерных цилиндров: LP - линия низкого давления, HP – линия высокого давления

3.2.4 Дискретный гидравлический преобразователь

Цифровая гидравлика предлагает несколько интересных альтернатив традиционным гидравлическим преобразователям, состоящих из обычных насосов и моторов. Импульсный преобразователь имитирует электрический импульсный преобразователь. Высокая частота импульсов вместе с определенной гидравлической индуктивностью и быстродействующими клапанами позволяет получить, например, аналог «вольто-добавочного преобразователя» (Buck converter). Такой гидравлический преобразователь (конвертер) изображен на рис. 3.2.7,а. Параллельный линейный преобразователь использует многокамерный цилиндр (рис. 3.2.7,б). Третий тип преобразователя рассматривается в следующем разделе.

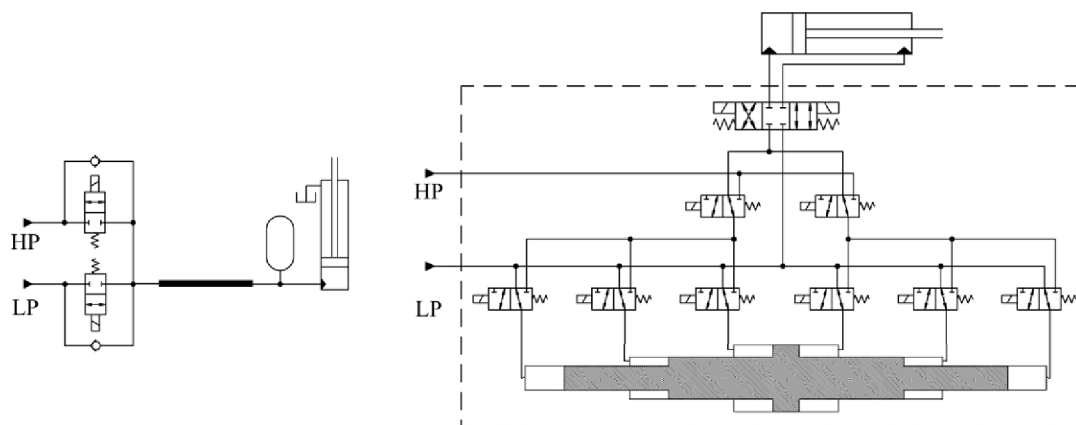


Рис. 3.2.7. Импульсный конвертер (слева) и линейный конвертер, построенный на параллельном соединении (справа) [14]

3.2.5 Цифровая гидравлическая система распределения мощности (ЦГСПМ)

Это новое техническое решение, которое представляет собой одну интегрированную объемную машину с множеством независимых выходов. Давление и расход (включая его направление) на каждом выходе регулируется независимо, и автоматически происходит преобразование давления. Практически нет ограничений для усиления давления, что позволяет полностью использовать ёмкость аккумулятора для сохранения энергии. Недостатком машины является её центрообразующая природа, что

вызывает необходимость длинных шлангов. На рис. 3.2.6 показано два способа реализации ЦГСРМ. ЦГСРМ поршневого типа является дальнейшим развитием цифрового насоса-мотора (рис. 3.6,в), другая версия использует насос-мотор постоянной производительности.

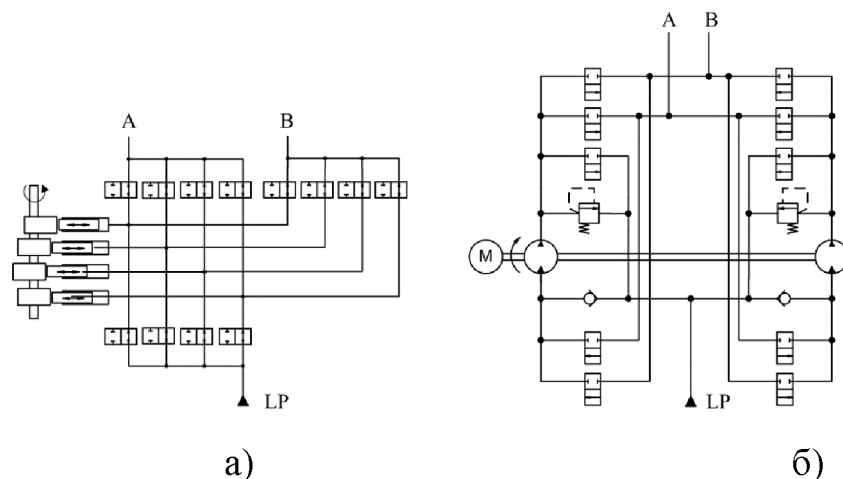


Рис. 3.2.8. Двухлинейная ЦГСРМ поршневого типа (а) и ЦГСРМ на базе машин постоянной производительности (б)

3.3. Техника параллельного соединения

3.3.1 Параллельные клапаны

Использование параллельного соединения начато давно, но публикаций до 2000-х было мало. Технология изучалась применительно к пневматике [63, 62]. Существуют коммерческие клапаны [65], которые имеют хорошие характеристики: высоко интегрированную структуру, время срабатывания менее 1 мс. Основные принципы изложены в [66, 67], измерения на промышленных образцах ДБУР приведены в [68]. После этого акцент был сделан на методах управления по модели [69, 70], снижении забросов давления [71], поиске неисправностей и коррекции характеристик [72, 73], реализации различных методов экономии энергии [74, 75] и модернизации электроники управления. Применение клапанов прямого управления с электронным усилением привело к хорошей управляемости без существенных забросов давления. Новейший пример – регулирование зазора между валами в бумажной промышленности, где дискретное гидравлическое

управление оказалось наилучшим решением по цене, габаритам, характеристикам регулирования и энергетической эффективности [76, 77]. Сегодня исследования в области клапанов сосредоточились на втором поколении миниатюрных клапанных пакетов, которые содержат сотни параллельно соединенных клапанов [78].

3.3.2 Параллельно соединенные насосы.

Параллельно соединенные насосы постоянной производительности подробно не изучались, хотя они широко использовались во многих приложениях [79, 80]. Компания Artemis является пионером в разработке насоса-мотора дискретного типа, который можно рассматривать как систему параллельного соединения (рис. 3.4.6,б). Исследования и разработки начались в 1980-х, и первые публикации появились с 1990г. [81, 82, 83]. Несколько лет тому назад трех поршневой насос-мотор начал изучаться в Техническом университете г. Тампере [84]. Исследования дискретного насоса-мотора поршневого типа начались также в Purdue университете [85, 86].

3.3.3 Параллельно соединенные двигатели

Здесь исследования сосредоточились на цилиндрах. Анализ управления трех камерным цилиндром с помощью сопротивления проводился в [87], и экспериментальные результаты показали уменьшение потерь на 30-60% в сравнении с традиционными системами регулирования по нагрузке. Это существенное достижение, поскольку использовалась система постоянного давления питания. Еще большее снижение потерь достигнуто при использовании принципа вторичного управления без дросселирования. Это показано в [88] на примере четырех камерного цилиндра. Другие приложения многокамерных цилиндров включали прессовое и штамповочное оборудование, где высокие скорости реализовывались малой площадью поршня, а большие усилия - большей площадью поршня [89].

3.3.4 Исследования по клапанной технике

Во всех решениях по дискретной гидравлике используются клапаны 2/2 (откр/закр). Наименование «импульсный клапан» также используется применительно к импульсным системам. Исследования по клапанной технике можно разделить на модернизацию существующих промышленных образцов, разработку новых прототипов клапанов и новой электроники управления.

Управляющая электроника очень важна, т.к. характеристики зависят от сочетания клапана и управляющей электроники. Однако промышленность предлагает только несколько вариантов электроники [94, 95]. Она должна обладать запасом напряжения для быстрого нарастания тока, низким удерживающим напряжением для уменьшения энергопотребления и отрицательным напряжением для быстрого сброса тока. Некоторые исследователи предлагают использовать собственные разработки электроники наряду с промышленными образцами [96]. Типичное время срабатывания картриджного клапана прямого действия и золотникового клапана SETOP 3 составляет 8 – 12 мс, что вполне достаточно в системах с параллельным соединением клапанов.

Импульсная технология нуждается в быстродействующих клапанах постоянного переключения. Типовая частота переключения 50 Гц, и реализация коэффициента заполнения цикла 10% означает, что время открытого состояния клапана 2 мс. Поэтому время срабатывания клапана должно составлять 1 – 2 мс, и такие клапаны существуют только для малых расходов. Несколько прототипов быстродействующих импульсных (коммутирующих) клапанов разработано в Центре мехатроники Линца. Современный золотниковый клапан имеет время срабатывания 2 мс, расход 10 л/мин при перепаде давления 0,5 МПа и интегрированную электронику управления [94]. Усталостные испытания проводились до 100 миллионов срабатываний.

3.4 Дискретные гидравлические системы

3.4.1 Характеристики дискретных гидравлических систем

Характеристики различных типов дискретных гидравлических систем глубоко рассматривались во многих публикациях и ниже кратко представлены только основные характеристики.

Для более полного понимания характеристик дискретных гидравлических систем можно рекомендовать следующие источники:

- импульсные преобразователи и компоненты [97];
- характеристики систем с параллельным соединением клапанов [98];
- управление параллельным соединением клапанов на основе модели [70];
- устойчивость к отказам систем с параллельным соединением клапанов [72, 73];
- переходные характеристики систем с параллельным соединением клапанов [71];
- энергетическая эффективность различных решений в дискретной гидравлике [99];
- снижение энергетических потерь в системах с параллельным соединением клапанов [74, 75];
- дискретные насосы-моторы [83];
- системы управления энергией дискретных гидравлических систем [90, 91, 100];
- линейные преобразователи [44].

Полный лист публикаций Центра мехатроники г. Линц можно найти в [101]., а публикации Университета г. Тампере в [102].

3.4.2 Системы с цифровыми клапанами и электрической обратной связью по нагрузке

Принципиальная гидравлическая схема такой системы представлена на рис. 3.4.1. Насос переменной производительности с электронным управлением используется вместе с параллельно соединенными цифровыми клапанами. Давления в полостях измеряются в обоих силовых приводах, и эта информация используется для определения оптимального режима работы обоих приводов (по расходу входа/выхода или по дифференциальной схеме) и оптимального давления нагнетания. В этом случае, привод 1 работает в режиме управления расходом входа/выхода. На этом приводе энергия не запасается, так как в системе уже используется оптимальный золотник. Значительное энергосбережение достигается благодаря тому, что теперь привод 2 может работать по дифференциальной схеме включения со стороны насоса, при которой уменьшается расход и требуемая мощность. На рис. 3.4.3 представлены значения давлений, а на рис. 3.4.4 - соответствующий поток энергии. Потери мощности снижаются на 35% и составляют 24 кВт. Таких же функциональных возможностей можно достичь, используя четыре аналоговых клапана [103].

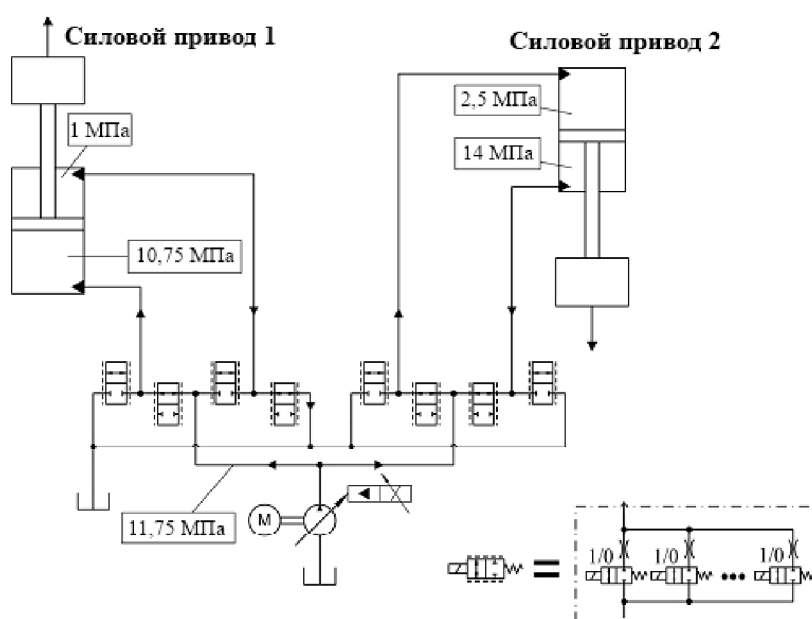


Рис. 3.4.1. Принципиальная гидравлическая схема системы
с параллельно соединенными клапанами

Силовой привод 1 работает в режиме управления расходом входа/выхода, привод 2 — в режиме дифференциального включения со стороны насоса.

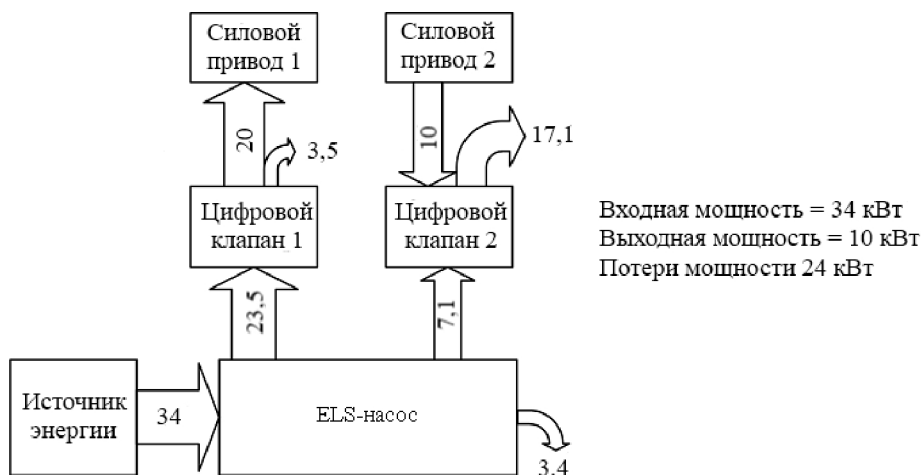


Рис. 3.4.2. Поток энергии в системе с цифровыми клапанами и электронасосом с обратной связью по нагрузке

3.4.3 Система с цифровыми клапанами, с электрической обратной связью по нагрузке и с противодавлением на сливе

Потери в предыдущей системе можно уменьшить, если поднять давление в линии слива. Эта идея не является новой, она была описана в публикациях исследований, связанных с распределенной системой управления аналоговыми клапанами [103]. Давление наддува в линии слива было принято равным 2 МПа, принципиальная гидравлическая схема представлена на рис. 3.4.5. На рисунке 3.4.6 показан поток энергии. Для работы силовому приводу 2 не нужна энергия от насоса, достаточно 1,2 кВт, получаемых из линии слива. Часть энергии поступает в аккумулятор на линии слива. Потери мощности в данном случае уменьшаются до 17,7 кВт.

Цифровой преобразователь «насос-мотор» — это новое развитие концепта цифровых насосов/моторов [105]. Его особенностью является наличие нескольких независимых выходов в одном блоке «насос-мотор».

Гидравлическая энергия может распределяться и свободно передаваться через эти выходы. КПД остается на хорошем уровне, несмотря на то, что на выходах разные давления. Это устройство также можно считать трансформатором. Более подробную информацию можете найти в [105, 106].

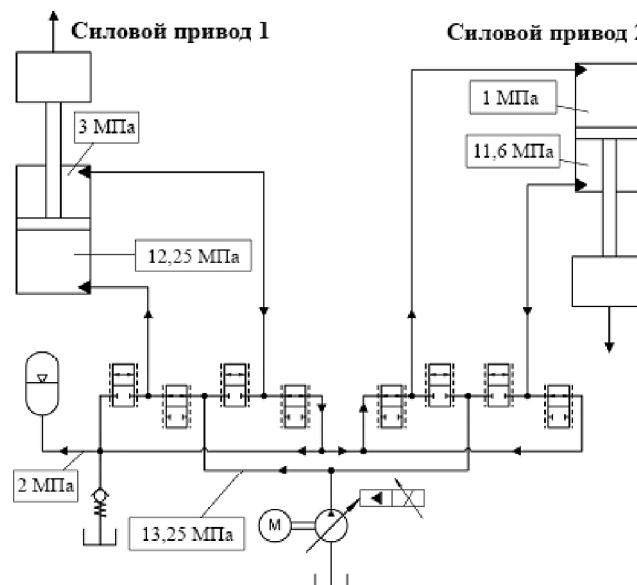


Рис. 3.4.3. Принципиальная гидравлическая схема системы с цифровыми клапанами и давлением в линии слива

Силовой привод 1 работает в режиме управления расходом входа/выхода, силовой привод 2 — в режиме дифференциального включения со стороны бака.

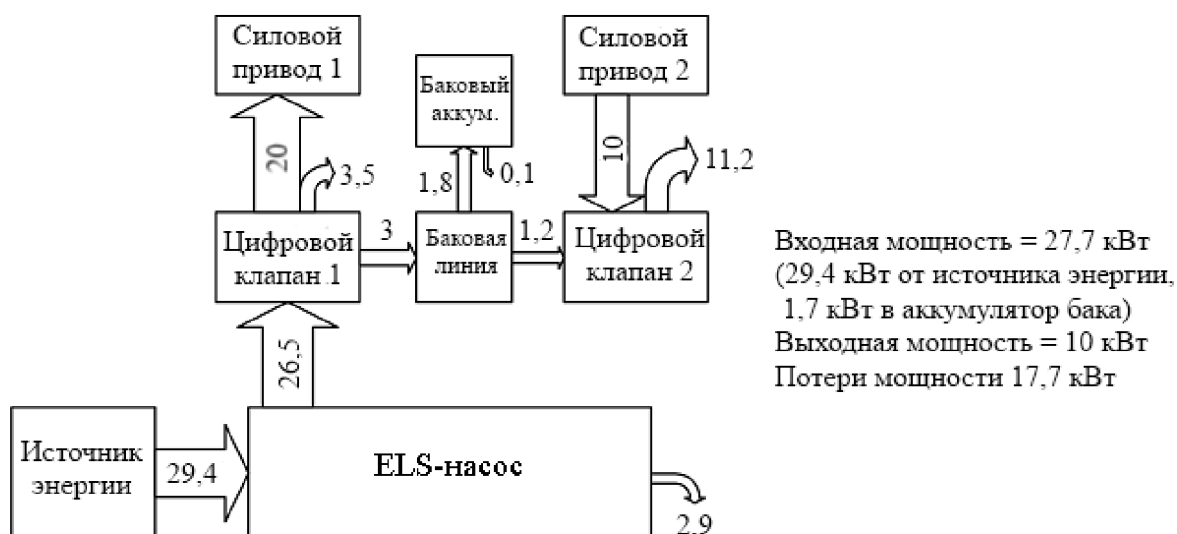


Рис. 3.4.4. Поток энергии в системе с цифровыми клапанами, электронасосом с обратной связью по нагрузке и давлением в линии слива

3.4.4. Цифровой преобразователь (трансформатор) «насос-мотор» и цифровые клапаны

На рис. 3.4.5 представлена принципиальная гидравлическая схема. У цифрового преобразователя «насос-мотор» есть 3 независимых выхода, один — для аккумулятора и два — для силовых приводов. Возможны различные направления течений и различные значения давлений без значительных потерь энергии, как показано в [105]. Теперь давление питания в обеих системах клапанов управляется независимо друг от друга, а давление нагнетания для второго силового привода можно сделать минимальным.

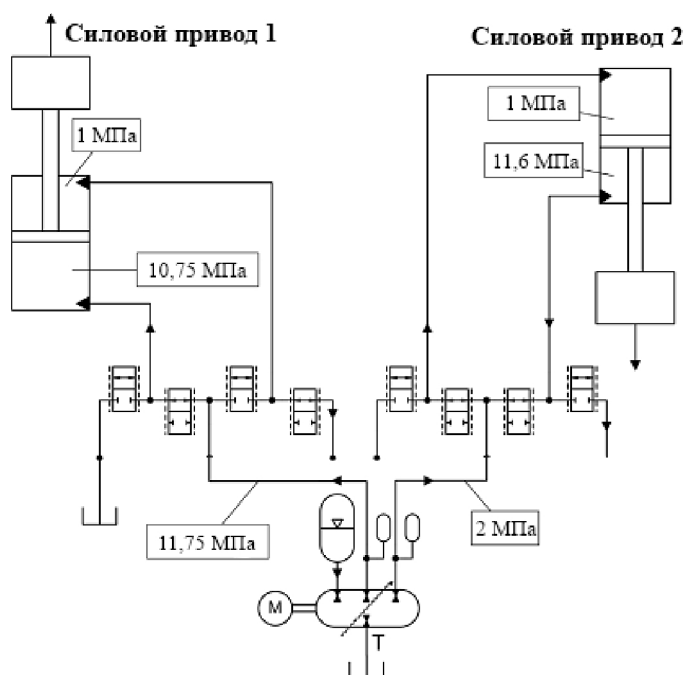


Рис. 3.4.5. Принципиальная гидравлическая схема системы с цифровым преобразователем «насос-мотор» и цифровыми клапанами

Поток энергии показан на рис. 3.4.6. Предполагается, что потери насос-мотор-преобразователя составляют 10% от суммы гидравлических потерь на выходах. Следует отметить, что потери мощности в данном случае составляют 19,3 кВт, что ненамного больше, чем в случае с обычным

насосом, баком под давлением и системой цифровых клапанов. Основной причиной этого является повышенные потери на насосе.

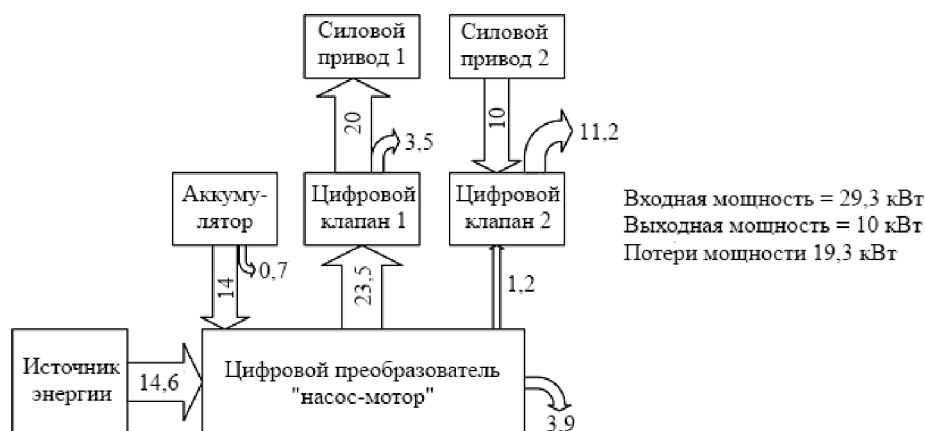


Рис. 3.4.6. Поток энергии в системе с цифровым преобразователем «насос-мотор» и цифровыми клапанами

3.4.5 Цифровой преобразователь «насос-мотор», цифровые клапаны и бак с наддувом

На рис. 3.4.7 показана система с баком под давлением. В этом случае становится возможным восстановление энергии на силовом приводе 3. Диаграмма распределения энергии показано на рис. 3.4.8. Потери энергии уменьшились до 11,3 кВт.

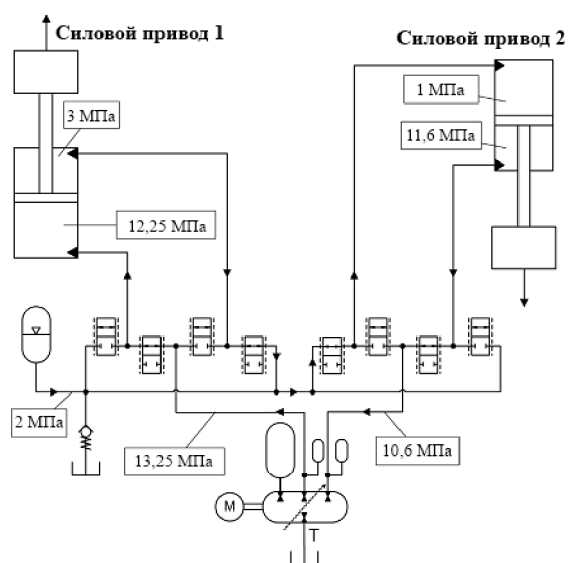


Рис. 3.4.7. Принципиальная схема системы с цифровым преобразователем «насос-мотор» и цифровыми клапанами

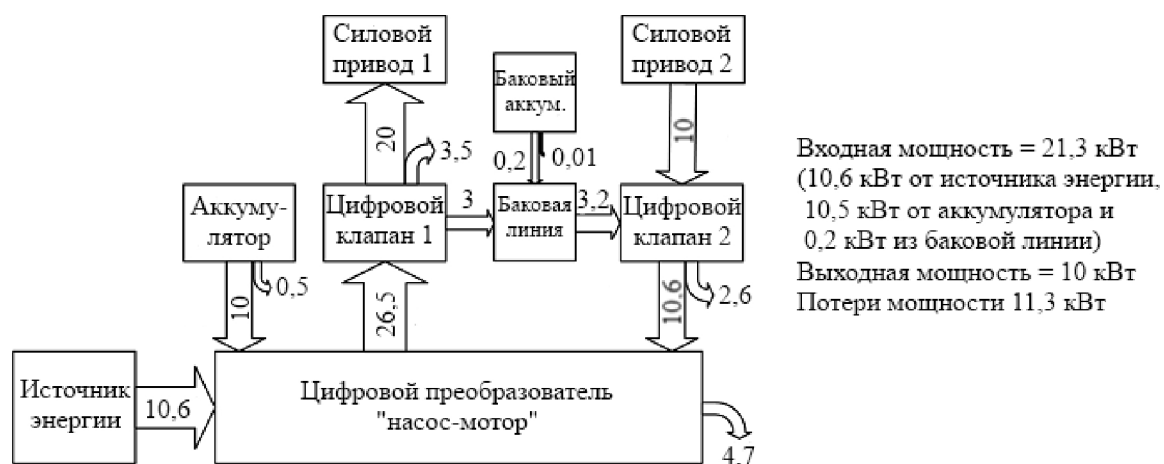


Рис. 3.4.8. Поток энергии в системе, состоящей из преобразователя «насос-мотор», цифровых клапанов и бака под давлением

3.4.6 Цифровые цилиндры

Дискретные /цифровые цилиндры – это новый подход к реализации энергетически эффективной системы. Основная идея – использовать многокамерный цилиндр и соединить эти камеры с различными источниками давления с помощью двухпозиционных клапанов с низким сопротивлением. Это дает возможность получить несколько дискретных значений усилия. В работе [107] исследовался четырех камерный цилиндр с двумя источниками давления, как показано на рис. 3.4.9. В этом силовом приводе действует 16 значений равномерно распределенных сил, и становится возможным использование вторичного управления силовым приводом, чтобы обеспечить управление без потерь. Единственные существующие потери — это компрессионные потери, которые появляются при изменении состояния рабочего тела, и потери в клапанах. Экспериментальные результаты [107] демонстрируют низкие потери энергии и хорошую управляемость на больших инерционных нагрузках.

Углубленный анализ такого подхода потребовал бы расчета двух четырехкамерных цилиндров, управляющих клапанов и гидравлических емкостей системы. Был использован более абстрактный подход, основанный

на результатах. Средние потери мощности в системе были около 1,5 кВт, при скорости движения поршня 0,1 м/с, и силовой привод был на 50% меньше, чем силовой привод 1.

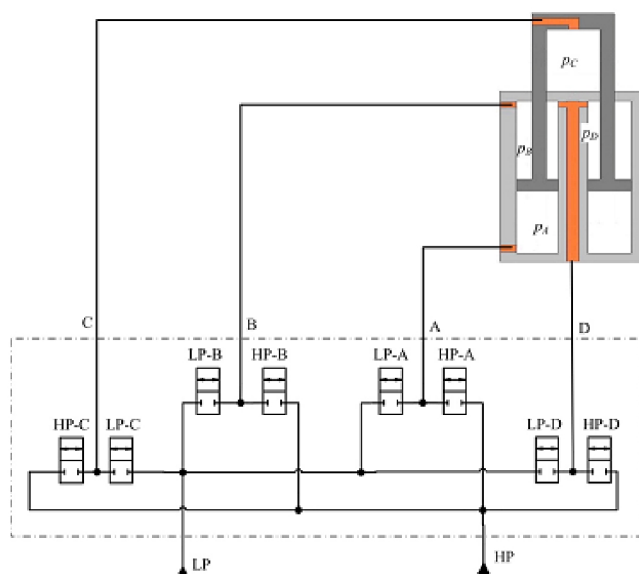


Рис. 3.4.9. Принципиальная гидравлическая схема четырехкамерного цифрового цилиндра. HP — источник высокого давления; LP — источник низкого давления

Различные нагрузки не привели к изменению потерь. Компрессионные потери зависят от давления, размеров камер цилиндров и числа перемен состояния, тогда как потери на дросселирование зависят от скорости движения поршня. Исходя из этих условий, были получены возможные значения потерь: 3 кВт для привода 1 и 2 кВт для привода 3. Это лишь грубое приближение и его необходимо воспринимать с осторожностью. Автор считает, что эти значения могут быть занижены, т. к. система имеет клапаны недостаточного размера и длинные шланги между клапанами и силовым приводом. Как показывает опыт, энергия движется от линии высокого давления к линии низкого давления, а лишняя жидкость из линии низкого давления сливается в бак через дренаж. Эти допущения приводят к картине, показанной на рис. 3.4.10.

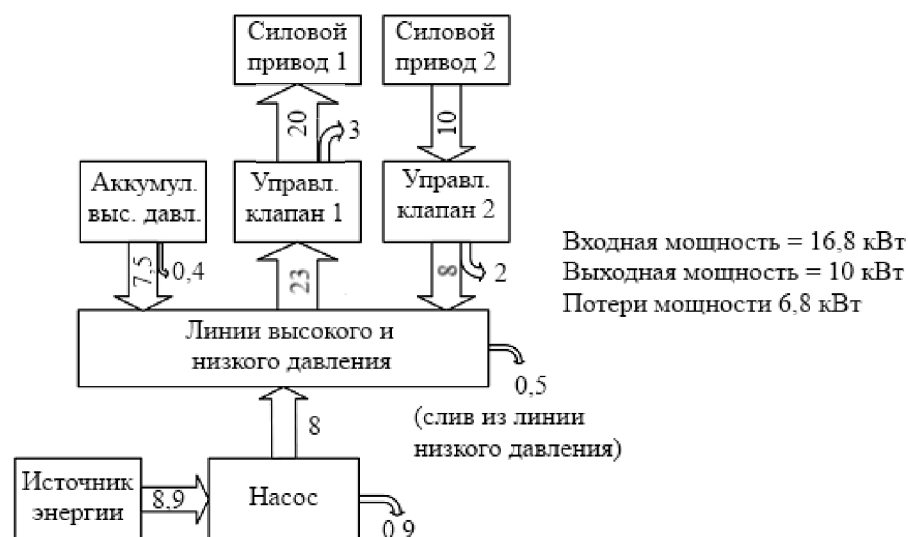


Рис. 3.4.10. Схема потока энергии для системы с цифровыми цилиндрами

3.4.7 Преобразователи (трансформаторы)

Принципиальная схема системы гидравлического преобразователя представлена на рис. 3.4.11. Высокое давление подается в полость штока поршня цилиндра, а давление в полости поршня контролируется преобразователем. Для симметричной управляемости предпочтительно соотношение площадей в цилиндре 2:1.

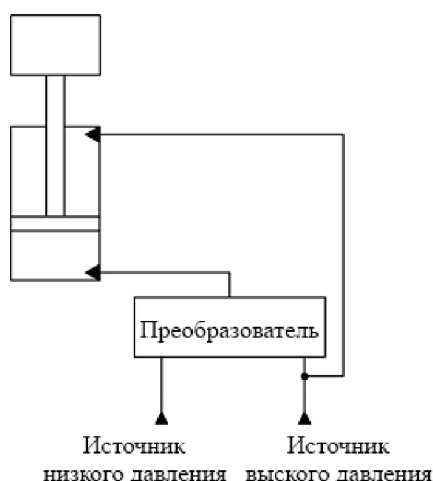


Рис. 3.4.11. Принципиальная схема реализации гидравлического преобразователя

Потери мощности зависят только от КПД преобразователя. Для прототипа преобразователя импульсного типа [41] КПД составил около 70% ,

а для прототипа преобразователя поршневого типа [67] - 40-80%. Важно помнить, что это лишь первые прототипы и возможны большие значения КПД. На рис. 3.4.12 представлена детальная принципиальная гидравлическая схема, на рис. 3.4.13 показано диаграмма потока энергии, при предположении, что КПД составляет 80%. Поршневые полости были увеличены для компенсации того, что сторона В подсоединена к линии высокого давления. Потери составили 13.1 кВт, причем основным источником потерь являлся преобразователь 1, который должен обеспечивать мощность 35 кВт для силового привода 1. 15 кВт восстанавливаются из камеры В в линию высокого давления, но увеличение мощности на преобразователе 1 лишь увеличивает потери.

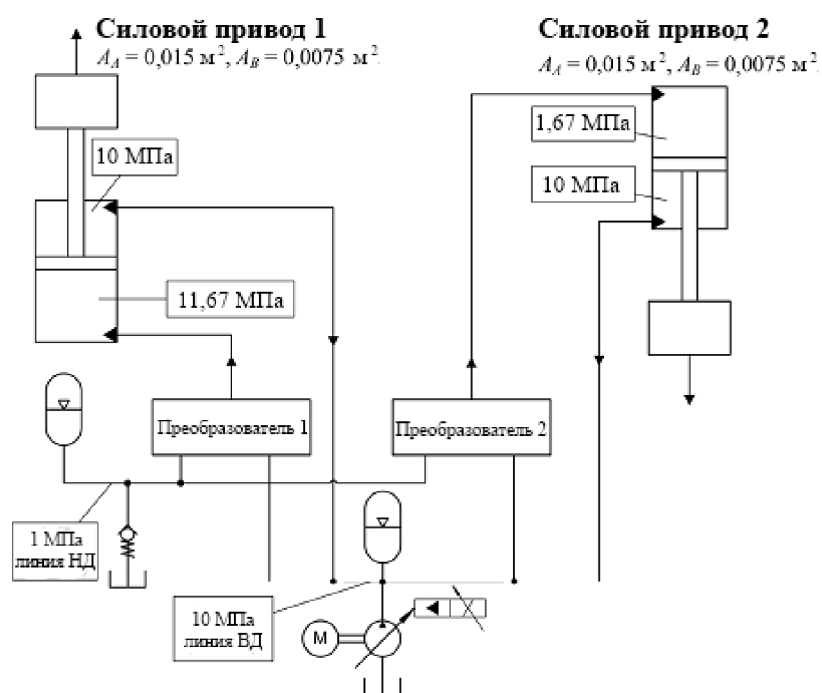


Рис. 3.4.12. Принципиальная гидравлическая схема, в которой реализованы гидравлические преобразователи

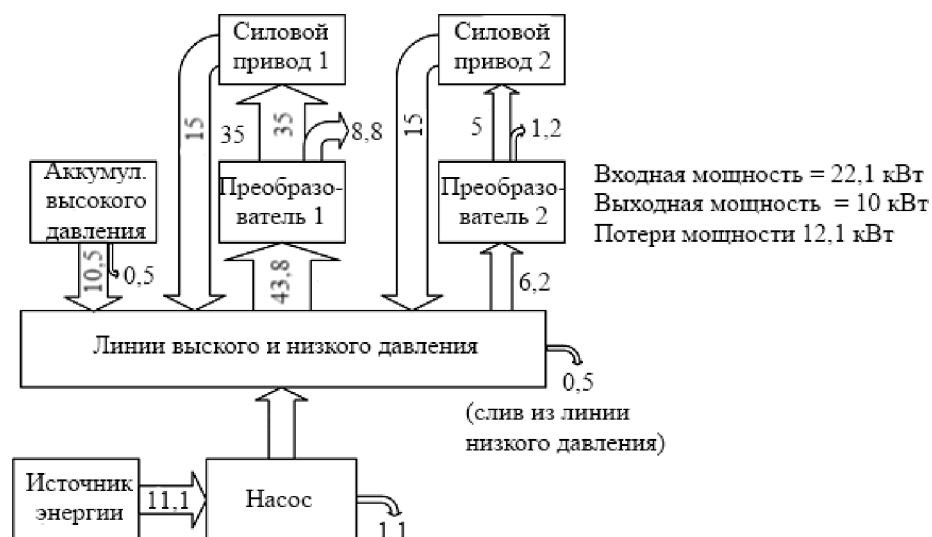


Рис. 3.4.13. Диаграмма потока энергии в системе с гидравлическими преобразователями

4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА С ДИСКРЕТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

4.1. Динамические модели элементов гидропривода

Анализ гидравлических систем показывает, что в качестве типовых элементов их структуры используются

- цилиндрические трубопроводы;
- замкнутые полости различной формы;
- мембраны, упругие перегородки;
- соединительные каналы;
- дросселирующие элементы.

Указанные типовые элементы используются также при построении устройств коррекции характеристик трубопроводных цепей. Для описания процессов в типовых элементах применительно к решаемой задаче целесообразно использовать известные линейные и линеаризованные математические модели

4.1.1. Модель трубопровода

Для описания динамических свойств прямолинейного участка трубопровода постоянного сечения длиной l и диаметром d можно применить

уравнения, предложенные И.А.Чарным [27]. Решение уравнений может быть записано в следующей форме:

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1(\omega) & B_1(\omega) \\ C_1(\omega) & D_1(\omega) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{pmatrix}. \quad (4.1.1)$$

где A_1, B_1, C_1, D_1 - Коэффициенты матрицы передачи

Коэффициенты матрицы передачи имеют вид:

$$\begin{aligned} A_1 &= ch\gamma l \\ B_1 &= Z_\epsilon sh\gamma l \\ C_1 &= \frac{1}{Z_\epsilon} sh\gamma l \\ D_1 &= ch\gamma l, \end{aligned} \quad (4.1.2)$$

где Z_ϵ - волновое сопротивление трубопровода;

$$Z_\epsilon = \frac{\rho_0 a}{S} \sqrt{\frac{1}{j\omega} \left(j\omega + \frac{\lambda v_0}{2d} \right)}, \quad (4.1.3)$$

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;

$$\gamma = \delta + j\epsilon, \quad (4.1.4)$$

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 [87].

$$\delta = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{B_{np}}} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0}\right)^2 + \frac{4a^2}{\rho_0^2 \omega^2 r_0^2}} - \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0} - 1 \right]} \quad (4.1.5)$$

$$\varepsilon = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{B_{np}}} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0}\right)^2 + \frac{4a^2}{\rho_0^2 \omega^2 r_0^2}} + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0} + 1 \right]} \quad (4.1.6)$$

где ω - круговая частота колебаний;

ρ_0 - плотность среды;

r_0 - радиус сечения трубы;

B_{np} - приведенный модуль упругости трубы

$$B_{np} = \frac{B}{1 + \frac{2r_0 B}{\delta_{cm} E_{cm}}} \quad (4.1.7)$$

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:

$$\begin{aligned} a &= \frac{\rho_0 \omega r_0}{2k_1} \\ b &= \frac{\rho_0 r_0}{2} \left(\frac{k_2}{k_1} - 1 \right) \omega, \end{aligned} \quad (4.1.8)$$

где

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}}} \\ k_2 &= \frac{4\bar{\omega}(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)}{4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}}} \\ \bar{\omega} &= \frac{r_0^2 \omega}{8\nu} \end{aligned} \quad (4.1.9)$$

После подстановки этих значений a и b формулы (4.1.5) и (4.1.6) принимают вид

$$\delta = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1}} \sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} \quad (4.1.10)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left(\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} + 1 \right)} \quad (4.1.11)$$

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

Для безразмерных частот $\bar{\omega} > 10$ численные значения величин k_1 и k_2 позволяют ограничиться первыми двумя членами разложения $\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}}$ в соотношениях (4.1.10) и (4.1.11) в степенной ряд:

$$\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} \approx 1 + \frac{1}{2} \frac{1}{k_2^2} \quad (4.1.12)$$

Тогда соотношения (4.1.10) и (4.1.11) можно упростить и записать в виде

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{2\sqrt{k_1 k_2}} \quad (4.1.13)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \quad (4.1.14)$$

Подставив в формулу (4.1.13) значения ε_0 , k_1 и k_2 , определяемые соотношениями (4.1.14) и

$$\chi_a = \frac{\bar{\omega}}{k_1} \quad \chi_p \beta = \frac{k_2}{k_1} \quad (4.1.15)$$

получим

$$\delta = \frac{4\nu\chi_a}{r_0^2} \sqrt{\frac{\rho_0}{\chi_p \beta B_{mp}}} \quad (4.1.16)$$

Таким же образом приведем соотношение (4.1.14) к виду

$$\varepsilon = \omega \sqrt{\frac{\chi_p \beta \rho_0}{B_{mp}}} . \quad (4.1.17)$$

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

$$\chi_a = \frac{\sqrt{\bar{\omega}}}{2} , \quad (4.1.18)$$

которая для размерных величин имеет вид

$$\chi_a = \frac{r_0}{4} \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} . \quad (4.1.19)$$

Формула (4.1.15) при $\bar{\omega} > 10$ может быть заменена приближенной:

$$\chi_p \beta = 1 + \frac{\sqrt{\bar{\omega}}}{2\bar{\omega}} , \quad (4.1.20)$$

которая для размерных величин имеет вид

$$\chi_p \beta = 1 + \frac{1}{r_0} \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} . \quad (4.1.21)$$

Для безразмерных частот $\bar{\omega} > 300$ можно считать $\frac{k_2}{k_1} \approx 1$ и $\chi_p \beta \approx 1$. Для этих же безразмерных частот соотношение (4.1.16) можно заменить более простым:

$$\delta_{\bar{\omega} > 300} = \frac{1}{r_0} \sqrt{\frac{\omega \rho_0 \nu}{2 B_{mp}}} . \quad (4.1.22)$$

Приведенные выше соотношения описывают пульсационную модель трубопровода, которая позволяет определить распределение пульсаций давления по его длине и строить амплитудные и фазовые частотные характеристики.

4.1.2 Емкостные элементы

Рассматриваемые ниже типовые элементы можно отнести к элементам с сосредоточенными параметрами. Их характерные размеры предполагаются малыми в сравнения с длиной волны колебаний существенного диапазона частот.

Замкнутые полости, мембраны и упругие перегородки являются элементами ёмкостного реактивного сопротивления, обладают способностью аккумулировать энергию упругой деформации.

Ёмкостные элементы в гидравлических цепях описываются их реактивным сопротивлением:

$$Z_c = j \frac{\rho c^2}{\omega V_p} \quad (4.1.23)$$

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:

$$\begin{bmatrix} p_1^{(r)} \\ q_1^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2^{(r)} \\ q_2^{(r)} \end{bmatrix}, \quad (4.1.24)$$

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; $r=1, n$ - номер гармоники в рассматриваемом полигармоническом процессе (n - число учитываемых гармоник).

4.1.3 Упругая перегородка

Конструктивно упругие перегородки выполняются в виде жестких разделителей, подвешенных на сильфонах или пружинах, в виде мембран различной формы и материала.

Импеданс перегородки определяется формулой

$$Z_n = -\frac{\delta(\Delta p)}{\delta G} = -j \frac{J_n}{\omega \rho F_n^2}, \quad (4.1.25)$$

если можно пренебречь инерцией подвижных элементов в требуемом частотном диапазоне.

4.1.4 Соединительные каналы

При построении расчетных моделей соединительных каналов учитываются инерционные свойства рабочего тела и гидравлические потери в канале. Импеданс канала выражается соотношением

$$Z_K = \frac{\delta(4p)}{\delta G} = Re Z_K + jIm Z_K. \quad (4.1.26)$$

Величины составляющих импеданса зависят от геометрии канала, амплитуды и частоты колебаний. Исследованию динамики жидкости в каналах посвящено большое число работ [117, 118], где даны расчетные соотношения для определения величин как активной, так и реактивной составляющих.

Мнимую часть относительно коротких каналов ($\frac{l}{d} < 30$), представляющих интерес в рассматриваемых ниже задачах, можно рассчитывать по формуле $Im Z_K = \frac{l_{эф}}{S} \omega$, где $l_{эф} = l + 0.8d$ - эффективная длина канала, и уточнять по экспериментальным данным.

Для определения вещественной части импеданса канала ($Re Z_K$) часто привлекают экспериментальные данные.

4.1.5 Дросселирующие элементы

Дросселирующие элементы являются элементами активного сопротивления. Их импеданс, выражаемый в общем виде зависимостью (4.1.25), обладает преобладающей вещественной частью. В качестве дросселирующих элементов используются относительно короткие каналы, диафрагмы и решетки.

Определение гидравлического сопротивления дросселирующих элементов производится по результатам статических продувок. Для предварительных расчетов можно использовать справочные данные [10].

При наличии постоянного расхода через дросселирующий элемент его импеданс определяется путем линеаризации расходной характеристики в области установившегося режима:

$$Z_a = R_a \left[\frac{\delta(\Delta p)}{\delta G} \right]_0. \quad (4.1.27)$$

При отсутствии стационарного потока величина импеданса зависит от амплитуды колебаний расхода.

4.2 Математические модели корректирующих устройств

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:

$$\begin{bmatrix} m_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(\omega)B(\omega) \\ C(\omega)D(\omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix}, \quad (4.2.1)$$

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 :

Для КУ, которые могут быть представлены как двухполюсники, используются другие характеристики.

$$\begin{aligned} Z_{c1} &= \sqrt{\frac{A(\omega) \cdot B(\omega)}{C(\omega) \cdot D(\omega)}}, \\ Z_{c2} &= \sqrt{\frac{B(\omega) \cdot D(\omega)}{A(\omega) \cdot C(\omega)}}, \\ K_c &= \left| \sqrt{A(\omega) \cdot D(\omega)} + \sqrt{B(\omega) \cdot C(\omega)} \right|. \end{aligned} \quad (4.2.2)$$

Так для КУ, выполненного по схеме ответвленного резонатора, используется комплексное сопротивление - импеданс, который в общем виде записывается так:

$$Z_{o.p.} = \operatorname{Re} Z_{o.p.}(\omega, A, G) + j \operatorname{Im} Z_{o.p.}(\omega, A, G), \quad (4.2.3)$$

где A , G - соответственно амплитуда колебаний и постоянная составляющая расхода.

Для КУ, выполненного по схеме параллельного резонатора используется проводимость:

$$Y_{..p.} = ReY_{..p.}(\omega, A_{\Delta P}, \Delta P) + j ImY_{..p.}(\omega, A_{\Delta P}, \Delta P), \quad (4.2.4)$$

где $A_{\Delta P}$, ΔP - амплитуда и постоянная составляющая перепада давления.

В зависимости от поставленной задачи коррекции выбирается подходящая схема КУ и проводится его расчет по методикам, изложенным в работах [118]. Необходимость осуществления коррекции определяется как правило по результатам экспериментальных исследований.

4.3 Математическая модель гидросистемы с дискретным управлением

Математическая модель составлена для системы с коммутирующим инерционным устройством (КИУ) в качестве дискретного регулятора расхода.

Система включает в себя следующие основные элементы: пропорциональный клапан, инерционную трубку и нагрузочный дроссель.

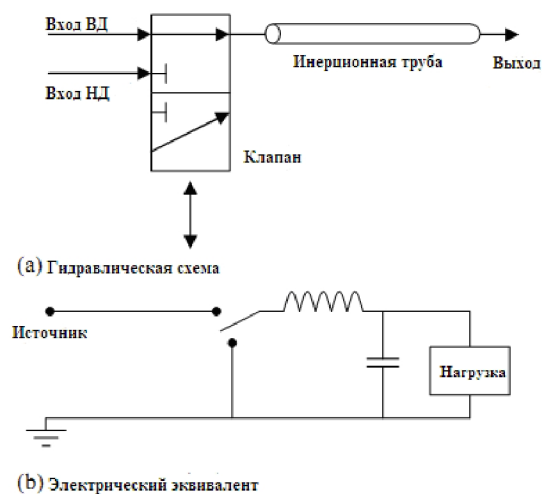


Рис. 4.3.1. Схема дискретного регулятора

Модель создана в среде MATLAB Simulink®. При моделировании приняты следующие условные обозначения:

- A - эффективная площадь проходного сечения клапана;
- c - скорость звука;
- C_1, C_2 - преобразование Лапласа переменных на концах четырехполюсника;

C_Q - коэффициент расхода;
 d - внутренний диаметр инерционной трубки;
 E, F, G - весовые функции, используемые в модели четырехполюсника;
 f - частота переключения;
 l - длина инерционной трубки;
 L - инерционность;
 m_i - коэффициент весовой функции;
 n_i - коэффициент весовой функции;
 P_1, P_2 - преобразование Лапласа давлений на концах четырехполюсника;
 p_l - давление подачи;
 p_s - давление питания;
 p_t - давление в баке;
 Q_1, Q_2 - преобразование Лапласа расходов на концах четырехполюсника;
 q_l - расход подачи;
 q_s - расход из линии питания;
 q_t - расход из бака;
 r - внутренний радиус инерционной трубки;
 R - сопротивление;
 s - оператор Лапласа;
 T - время распространения волны;
 x - коэффициент заполнения цикла;
 x_0 - коэффициент обратного течения;
 Z_C - характеристический импеданс;
 β - коэффициент диссипации;
 Δp - перепад давления на клапане;

- η - КПД системы;
 k - эмпирическая постоянная;
 ν - кинематическая вязкость;
 ρ - плотность жидкости.

Динамика клапана моделировалась системой второго порядка.

Расход через клапан моделировался стандартным соотношением:

$$q_s, q_t = C_Q A \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \operatorname{sgn} \Delta p$$

Для моделирования трубопровода использовалась модель, предложенная в работе [90]. Блок – схема модели приведена на рис. 4.3.1

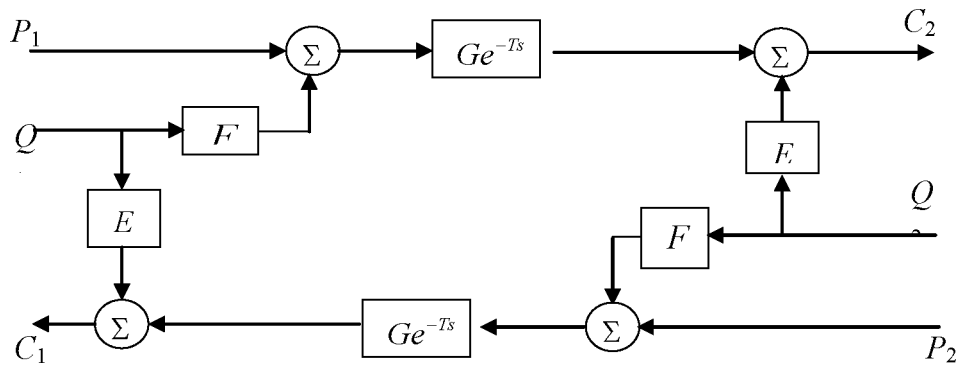


Рис. 4.3.1. Блок схема модели длинной линии

$$E(s) = \frac{R}{\kappa Ts + 1}, \quad (4.3.1)$$

$$\text{где } R = \frac{8\rho\nu l}{\pi r^4}, \quad T = \frac{l}{c} \quad (4.3.2)$$

κ - эмпирическая постоянная.

Согласно [91] положим $\kappa = 1.25$.

$$F = Z_C \quad (4.3.3)$$

$$Z_C = \frac{\rho c}{A} \left(1 + \kappa [1 - e^{-4\beta}] + 2 \sum_{i=1}^k \frac{m_i}{n_i} - 4\beta \right) \quad (4.3.4)$$

$$\beta = \frac{\nu l}{cr^2} = \frac{\nu T}{r^2}. \quad (4.3.5)$$

$$G(s) = \frac{\kappa T e^{-\beta s} s + 1}{(\kappa T s + 1)} \times \frac{1}{1 + 2\beta \sum_{i=1}^k \left(\frac{m_i s}{\frac{m_i}{r^2} + s} \right)} \quad (4.3.6)$$

Уравнение (4.3.6) представляет частотно зависимое трение [92]. Переменные даны в таблице 4.3.1. Переменные в скобках в уравнении (4.3.5) вводят поправку, которая уточняет эффективную ёмкость трубки на низкой частоте и сводит к минимуму ошибку в эффективной инерционности [90].

Модель может быть связана с давлением или расходом, как на входе, так и на выходе, в соответствии с уравнениями (4.3.5) и (4.3.6). На рис. 4.3.2 показана одна из возможных конфигураций соединения.

Таблица 4.3.1 - Значения переменных при аппроксимации трения.

i	m_i	n_i
1	4.2457	44.849
2	6.8400	385.60 ($= n_1 \times 9$)
$i = 3 \dots 8$	$m_i = m_{i-1} \times 3$	$n_i = n_{i-1} \times 9$

$$P_1 = C_1 + Z_c Q_1 \quad (4.3.7)$$

$$P_2 = C_2 + Z_c Q_2 \quad (4.3.8)$$

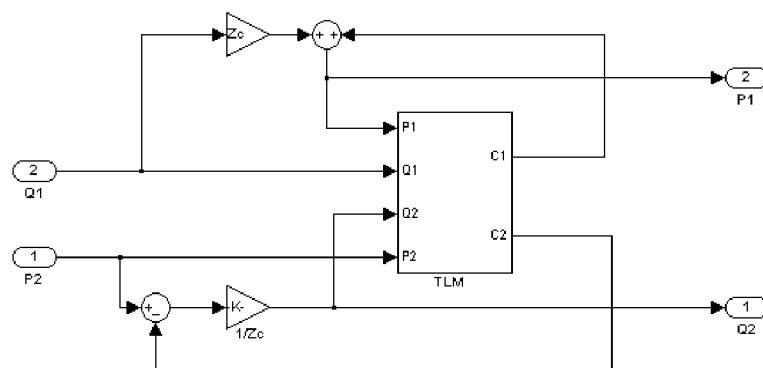


Рис. 4.3.2. - Структурная схема модели в среде MATLAB Simulink

Полученная модель позволяет в дальнейшем проводить исследование характеристик системы в среде MATLAB Simulink.

5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

5.1 Стендовое оборудование для исследования динамических процессов в пневматических системах

В данном разделе отчета приведена методика проведения испытаний или исследований агрегатов пневмогидравлических систем на примере исследования динамических характеристик регулятора давления газа.

Для исследования характеристик регуляторов давления газа в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным условиям, и оценке эффективности предложенных мероприятий по обеспечению устойчивости системы регулирования давления создано стендовое оборудование, включающее следующие основные узлы:

- монтажного стола;
- ряда вентиляей;
- воздушного редуктора;
- испытуемого регулятора давления газа;
- генератора пульсаций давления;
- расходомерный участок;
- предохранительной прорывной мембраны;
- ресиверов.

Стендовое оборудование позволяет:

- определять статические и динамические характеристики регуляторов давления газа;
- определять возможные автоколебания в системе с регулятором давления газа;
- генерировать колебания рабочей среды в широких пределах;

- измерять с требуемой точностью температуру и давление рабочей среды на протяжении всей воздушной цепи;
- измерять расход воздуха в условиях пульсирующего расхода газа;
- измерять частоту вращения вала привода генератора колебаний;
- измерять уровень шума, излучаемый элементами стенда.

Действие стендового оборудования основано на том, что в процессе исследований регулятора сжатый воздух под давлением 180 кгс/см^2 (18 МПа) из ресивера 1 (рис. 4.1.1) компрессора подается в подводящий трубопровод. Давление на входе контролируется манометром 2, присоединенным к магистрали через вентиль 3.

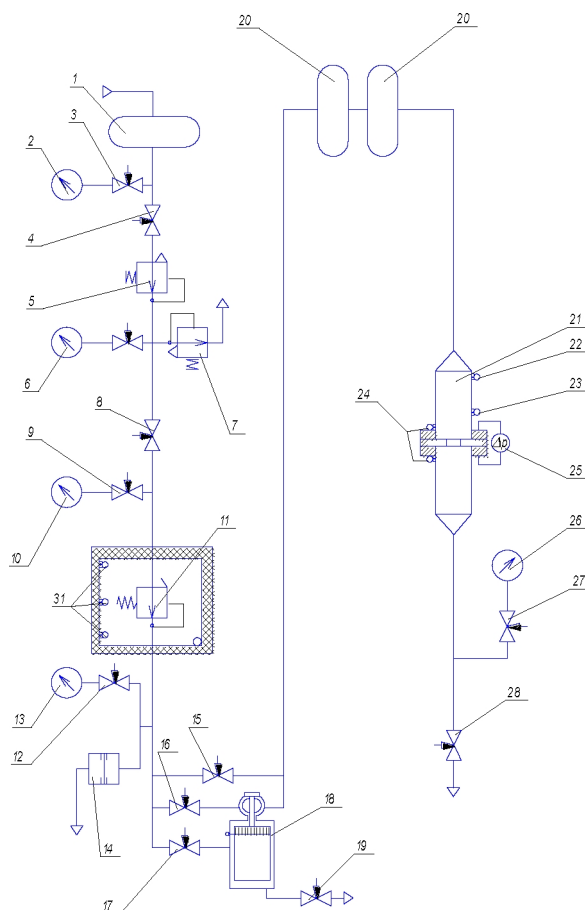


Рис. 5.1.1. Пневмогидравлическая схема стенда для исследования характеристик регуляторов давления газа

Открытием вентиля 4 подается сжатый воздух на вход в воздушный редуктор 5 на выходе, из которого давление снижено до $40...50 \text{ кгс/см}^2$ (4...5

МПа). Контроль выходного давления ведется по манометру 6. На входе газовой цепи в боксе, где проводится испытание регулятора, установлен вентиль 8 и манометр 10 с вентилем 9. Давление после первой ступени редуцирования снижается второй раз в испытуемом регуляторе давления 11. На выходе из регулятора давления установлены манометр 13 с вентилем 12 и прорывная мембрана 14. С выхода регулятора давления 11 воздух подается к участку с генератором колебаний, на выходе из которого формируется пульсирующий поток газа. Этот поток газа подается в ресивер 20, в котором происходит сглаживание пульсаций давления.

Поток газа без пульсаций давления с выхода ресивера поступает к мерному участку 21 с диафрагмой и средствами измерения расхода, давления 23 и температуры 22. Расход воздуха измеряется по перепаду давления на диафрагме с известной (заданной) геометрией. Для исследования частотных характеристик регулятора давления газа измеряются пульсации давления и расхода по перепаду давления на диафрагме при помощи датчика мгновенного перепада давления на диафрагме 24.

Для исследования характеристик регулятора в условиях пульсирующего потока газа на постоянную составляющую давления накладываются колебания, возбуждаемые генератором 18 и регулируемые по амплитуде вентилями 15 и 16.

Система генерации пульсирующего давления работает следующим образом: поток воздуха, создаваемый компрессором попадает в демпфирующую емкость 1, которая предназначена для сглаживания колебаний давления на выходе из компрессора. Регулируемые редукторы 5 и 11 последовательно понижают давление сначала с 180 до 80 кгс/см², затем с 80 до 35...15 кгс/см².

Таблица 4.1.1 - Основные параметры, размеры и характеристики стенда

Наименование параметра	Значение
Рабочая среда: Пневматическая система	Воздух
Диаметр трубопровода, D_v	0,050 м
Давление воздуха на выходе: Компрессора Редуктора расходомерного участка (всей системы)	15 МПа 1,5 ÷ 8 МПа 1,5 ÷ 3,5 МПа
Источники давления: Пневмосистема	Компрессор, ресивер
Защита системы от повышенного давления	Предохранительный клапан пружинного типа
Характеристики испытываемого расходомерного участка Относительная амплитуда пульсаций давления частота пульсаций	0,1÷0.5 3 ÷ 100 Гц
Габаритные размеры стенда монтажный стол панель управления	1800x900x800 1900x800x400

Воздух под давлением 15...35 кгс/см² поступает к пульсатору 18, который включен байпасно для обеспечения регулирования постоянной составляющей колебаний (вентилем 15) и амплитуды пульсаций давления (вентиль 16).

Пульсатор 18 представляет собой "бабочку", помещенную в корпус $D_y=30$ мм, которая вращается электродвигателем постоянного тока типа ПО-500. Для охлаждения электродвигателя предусмотрена схема продувки, которая состоит из вентиля 17 и 19.

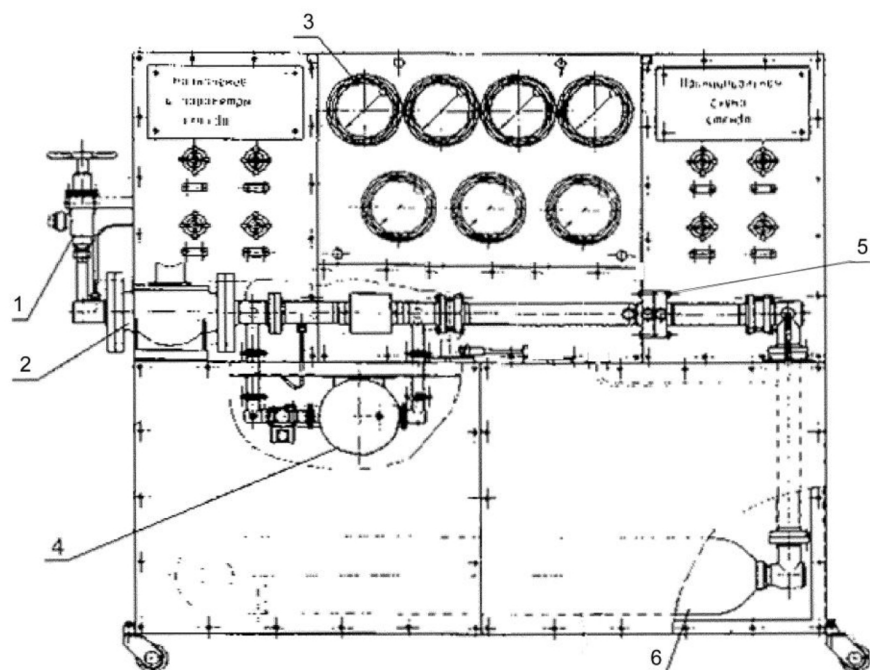


Рис. 5.1.2. Внешний вид стенда: 1- входной редуктор; 2 – исследуемый регулятор; 3 – манометр; 4 – пульсатор; 5 –диафрагма; 6 - ресивер

5.2 Измерительные приборы и программное обеспечение по обработке экспериментальных данных

При проведении экспериментальных исследований регуляторов давления используется измерительный комплекс, предназначенный для измерения статических и динамических параметров и обработки экспериментальных данных. Для измерения статических параметров воздушного потока применяются стандартные средства, а для измерения параметров колебательного процесса - датчики и усилители, разработанные и используемые, прежде всего в авиационной промышленности (рис. 5.2.1). Точность выбранных средств измерения статических и динамических параметров воздушного потока достаточна для обеспечения достоверности полученных результатов.

Для измерения давления и перепада давления служат датчики давления тензометрического типа ЛХ412/60. Для усиления сигнала с этих датчиков служит аппаратура на несущей частоте 4АНЧ-22. Подключение датчиков к аппаратуре осуществляется с помощью штатных кабелей КПД питания

датчиков и измерительных кабелей КИД датчиков аппаратуры 4АНЧ-22. Для стыковки разъемов датчиков с указанными кабелями служат тройники.

Для измерения перепада давления используются два датчика давления ЛХ412/60 включенные по дифференциальной схеме с помощью кабеля.

Для измерения уровня шума излучаемого регулятором давления газа используют шумомер типа 2239А, с четырьмя микрофонами типа 4188. Возможно применение шумомера типа ИШВ-1.

Перед проведением испытаний каждый канал измерения давления калибруется с помощью грузопоршневого манометра. Тарировка датчиков осуществляется следующим образом. С помощью резистора смещения нуля при нулевом входном давлении выставляется нулевое выходное напряжения на соответствующем выходе аппаратуры 4АНЧ-22. Затем на входа датчиков подается давление, равное номинальному. Регулировкой сопротивления в цепи питания вновь выставляется нулевое напряжение на выходе аппаратуры. Для определения коэффициента преобразования дифференциально включенных датчиков применяются образцовые манометры.

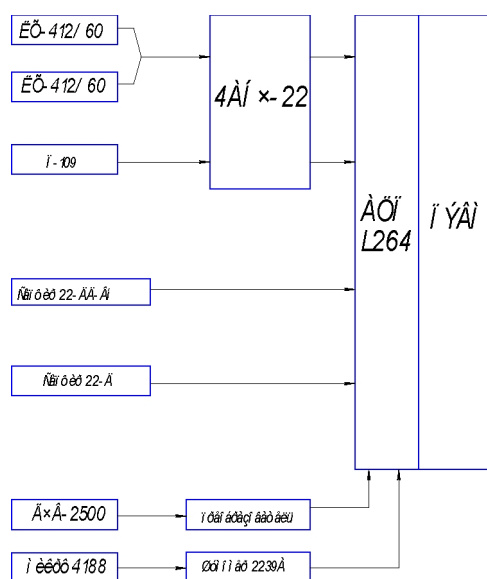


Рис. 5.2.1. Блок - схема измерительного комплекса

Таблица 5.2.1. Датчики для измерения параметров
при испытании пневмоагрегатов

п/п	Измеряемый параметр	Средство измерения, предел	ол-во	Класс точности
	Давление на входе в воздушную цепь	Манометр 0...25 МПа		1,5
	Давление за первой ступенью редуцирования	Манометр 0...10 МПа		1,5
	Давление за второй ступенью редуцирования	Манометр 0...4 МПа		0,5
	Статический перепад давления на мерной диафрагме	Дифманометр ДМ-4000-3583М 0...0,4 МПа		1,0
	Динамическое давление на входе в мерную диафрагму	Датчик ЛХ 412/60 0...4 МПа		0,7
	Динамическое давление на выходе из мерной диафрагмы	Датчик ЛХ 412/60 0...4 МПа		0,7
	Динамический перепад давления на мерной диафрагме	Датчик ПЛХ 412/60 0...4 МПа		1,0
	Температура на входе в мерную диафрагму	Датчик П109 10...60° С		1,0
	Частота вращения привода генератора колебаний давления	Датчик ДЧВ 2500 50...10000 об/мин		0,2
0	Уровень шума от регулятора давления	Микрофон 4188		1
1	Давление на выходе из регулятора давления	Датчик ЛХ 412/60 0...4 МПа		0,7

Для измерения перепада давления на испытуемом агрегате и мерной диафрагме используются измерительные преобразователи разности давлений «Сапфир-22ДД-Вн» на номинальное значение перепада давления 4000 Па.

Для регистрации измеряемых параметров применяется программно-аппаратный комплекс на базе IBM PC Pentium2, оснащенный устройством аналогового ввода L-264 фирмы L-Card.

Для просмотра и записи измеряемых параметров применяется программа Oscilloscope фирмы L-Card, а также специально разработанная программа сбора информации, использующая драйвер фирмы L-Card для выполнения функций настройки и ввода-вывода. Период квантования составил 1 мс по каждому каналу. Запись осуществляется в текстовый файл.

После проведения экспериментальных исследований характеристик пневматического агрегата требуется окончательная оценка погрешности результатов измерений.

5.3 Оценка погрешности измерения параметров колебательных процессов и методика сравнения экспериментальных данных с результатами расчета

В процессе проведения экспериментальных исследований проводились прямые и косвенные измерения параметров регулятора давления газа. При косвенных измерениях искомую величину X находят на основании известных зависимостей между X и значениями $X_1, X_2, \dots, X_n$, определенными в результате либо прямых, либо повторно-косвенных измерений: $X = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$.

Погрешность результата косвенных измерений определяют по формуле

$$\delta X = \sum_{i=1}^{i=n} K_i \delta X_i, \quad (5.3.1)$$

где $K_i = \frac{X_{io} \partial F}{F_o \partial X_i}$ - весовой коэффициент i -й составляющей

погрешности; δX_i - погрешность определения i -й величины прямым или

косвенным измерением. Способ определения δX_i зависит от соотношения величины не исключенной систематической погрешности Θ_i и среднеквадратического отклонения результата измерения i -го параметра $S(\tilde{A}_i)$, где $\tilde{A}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{j=n} X_{ij}$ - среднее арифметическое результатов наблюдений i -го параметра.

Для расчета погрешности были проведены эксперименты, в которых производились измерения по всем оцениваемым параметрам с количеством наблюдений 60 и частотой дискретизации 1 кГц на канал АЦП. Измерения проводились при следующих параметрах: давление в магистрали 950 кПа, температура воздуха 21,7 °С, средний расход 0,50 кг/с.

При анализе погрешностей была использована следующая методика.

Сначала вычисляется среднее арифметическое результатов измерений по формуле:

$$\tilde{A}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^{j=n} X_{ij} . \quad (5.3.2)$$

Затем вычисляется оценка СКО результата измерений :

$$S(\tilde{A}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \tilde{A}_X)^2}{(n-1)}} . \quad (5.3.3)$$

Из выборки экспериментальных данных отсеиваются «промахи», для чего находится отклонение предполагаемого промаха :

$$\nu_{\Pi} = |x_{\Pi} - \tilde{A}_X| . \quad (5.3.4)$$

По числу всех наблюдений и принятому значению P (0,95) находится $z(P, n)$ - нормированное выборочное отклонение нормального распределения. Если $\nu_{\Pi} < z \cdot S(\tilde{A})$, отсчет x_{Π} не является промахом, иначе x_{Π} - промах, подлежащий исключению. За результат измерений принимается среднее арифметическое.

Случайную составляющую, характеризующую СКО результата измерения, оценивают по формуле:

$$S(\bar{A}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{A}_X)^2}{n \cdot (n-1)}}. \quad (5.3.5)$$

Предполагая принадлежность результатов измерения нормальному распределению Гаусса, находят доверительные границы случайной погрешности результата измерения при доверительной вероятности P по формуле:

$$\varepsilon(P) = t(P, n) \cdot S(\bar{A}), \quad (5.3.6)$$

где $t(P, n)$ - коэффициент Стьюдента.

Не исключенные систематические погрешности результата образуются из суммирования составляющих, которые можно представить как случайные величины с равномерным распределением. Доверительные интервалы не исключенных систематических погрешностей вычисляют путем построения композиции не исключенных систематических погрешностей средств измерения, метода и погрешностей, вызванных другими источниками:

$$\Theta(P)_i = k(P)_i \sqrt{\sum_{j=1}^{j=m} \Theta_{ij}^2}, \quad (5.3.7)$$

где Θ_{ij} - граница j -и не исключенной систематической погрешности, $k(P)_i$ - коэффициент, определяемый принятой доверительной вероятностью. При доверительной вероятности $P_{\text{Д.}\%} = 0,95$ коэффициент $k(P)_i$ принимают равным 1,1. Для $P_{\text{Д.}\%} = 0,99$ величина $k(P)_i$ зависит от суммируемых не исключенных систематических погрешностей и соотношения их величин. Если при этом число суммируемых не исключенных систематических погрешностей более четырех ($m > 4$), коэффициент $k(P)_i$ принимают равным 1,4. Если число суммируемых погрешностей равно или менее четырех ($m \leq 4$), то для определения величины $k(P)_i$ рекомендуется использовать приведенный в ГОСТ 8.207-76 график.

Для суммирования систематической и случайной погрешностей согласно ГОСТ 8.207-76 рекомендуется следующий способ: если при $\Theta(P)/S(\bar{A}_i) < 0,8$, то НСП $\Theta(P)$ пренебрегают, если $\Theta(P)/S(\bar{A}_i) > 8$, то

пренебрегают случайной погрешностью и за погрешность результата измерения принимают $\Delta(P) = \Theta(P)$ при доверительной вероятности P . Если $0,8 \leq \Theta(P)/S(\tilde{A}_i) \leq 8$, то доверительную границу погрешности определяют по формуле

$$\Delta(P) = K_\gamma [\Theta(P) + \varepsilon(P)], \quad (5.3.8)$$

$$\text{где } K_\gamma = \sqrt{1 + \gamma^2} / (1 + \gamma), \quad \gamma = \Theta(P) / [\sqrt{3} \cdot k(P) \cdot S(\tilde{A})].$$

По изложенной методике рассчитаны погрешности экспериментального определения давления, температуры и расхода воздуха, частоты вращения генератора при экспериментальном исследовании регулятора давления газа. На рис. 5.2.1 приведен измерительно-обрабатывающий комплекс стенда. Датчики давления ЛХ-415 и динамического перепада давления (ВТ-206) подключены через 4АНЧ-22, остальные датчики – непосредственно на АЦП L-264.

Так как все измерительные каналы включены через АЦП, оценим составляющую погрешности аналого-цифрового преобразователя $\delta P_{A...n}$ платы L-264:

$$\delta P_{A...n} = \frac{1,1 \sqrt{n_{\text{лб}}^2 + n_{\text{дл}}^2 + n_{\text{сн}}^2}}{2^N} U_{\text{н}} / U_x, \quad (5.3.9)$$

где $n_{\text{лб}}$, $n_{\text{дл}}$, $n_{\text{сн}}$ – интегральная, дифференциальная нелинейности и смещение нуля в единицах младшего разряда (МЗР), N – разрядность аналого-цифрового преобразования;

$U_{\text{н}}$ – номинальное значение установленного предела измерения ($U_{\text{н}} = 2,56; 5,12; 10,24$ В);

U_x – действительное значение измеряемой величины.

Так как в процессе измерений использовался поддиапазон $U_{\text{н}} = 10$ В, то при $U_x \approx 5$ В погрешность аналого-цифрового преобразования составляет

$$\delta P_{A...n} = \frac{1,1 \sqrt{1,25^2 + 0,75^2 + 1^2}}{2^{12}} 10 / 5 = 0,94948 \cdot 10^{-3} = 0,095 \%. .$$

Пересчет измеряемых кодов в численные значения для всех каналов производится на ПЭВМ.

Систематическая погрешность измерения давления в трубопроводной магистрали складывается из погрешности тарировки и погрешности преобразователя аналог-код платы L-264:

$$\Theta_P = \sqrt{(\delta P_{Tar})^2 + (\delta P_{АЦП})^2}, \quad (5.3.10)$$

где δP_{Tar} - погрешность тарировки, $\delta P_{А...n}$ - погрешность аналого-цифрового преобразователя (АЦП) платы L-264.

Погрешность тарировки датчика складывается из погрешностей аппроксимации, вариации и погрешности образцового средства измерения:

$$\delta P_{Tar} = \sqrt{(\delta P_{Ann})^2 + (\delta P_{Var})^2 + (\delta P_{Обр})^2}. \quad (5.3.11)$$

Аппроксимация была выполнена методом наименьших квадратов [40], порядок аппроксимирующего полинома $N=3$. В результате величина погрешности аппроксимации составила $\delta P_{Ann} = 0,0026$. Погрешность вариации δP_{Var} определена на основании эксперимента и равна 0,13%. При проведении тарировки использовался образцовый манометр с классом точности 0,1. Таким образом, погрешность тарировки датчика давления будет равна:

$$\delta P_{Tar} = \sqrt{(0,26)^2 + (0,13)^2 + (0,1)^2} = 0,31 \, \%.$$

Подставив полученные значения в формулу (4.19) получим:

$$\Theta_P = \left[(0,31)^2 + (0,095)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0,32 \, \%.$$

По результатам экспериментов СКО $S(\tilde{A}) = 0,0035$. Согласно рекомендации ГОСТ, в этом случае (соотношение $\Theta(P)/S(\tilde{A}_i) \approx 0,91$) доверительную границу погрешности определяют по формуле (4.16).

Случайная погрешность измерения давления в трубопроводной магистрали определена по результатам эксперимента по формуле (4.13) и составила $3,238 \cdot 10^{-02} \, \%$. Коэффициент Стьюдента при доверительной вероятности 0.95 и числе наблюдений 60 находится по таблицам, приведенным в ГОСТ и равен 2,00. Доверительные границы случайной

погрешности результата измерения находим по формуле (4.12):
 $\varepsilon(P) = 2,00 \cdot 3,238 \% \cdot 10^{-2} = 6,476 \cdot 10^{-2} \%$, по формуле (4.16) – суммарную доверительную границу погрешности:

$$\gamma = 0,32 / [\sqrt{3} \cdot 1,1 \cdot 0,00355] \approx 47,31;$$

$$K_\gamma = \sqrt{1 + 47,32^2} / (1 + 47,32) \approx 0,98;$$

$$\Delta_p(P) = 0,98 \cdot [0,32 + 0,065] \approx 0,48 \%.$$

Погрешность измерения расхода воздуха в трубопроводах

Массовый расход воздуха в трубопроводах измеряется по косвенному параметру - перепаду давления на диафрагме, который связан с расходом воздуха по формуле:

$$G_m = kF\sqrt{2\rho\Delta P}, \quad (5.3.12)$$

где ΔP - измеряемый перепад давления;

G_m - массовый расход воздуха;

ρ - плотность воздуха;

k - коэффициент расхода диафрагмы.

Погрешность измерения площади диафрагмы определяется погрешностью измерения диаметра проходного отверстия диафрагмы и ее величина ($\sim 0.01 \text{ мм}^2$) пренебрежимо мала. Таким образом, систематическая погрешность определения расхода воздуха складывается из погрешности измерения перепада давления и измерения плотности воздуха и расходной характеристики диафрагмы:

$$\Theta_G = \sqrt{(0,5\Theta_{\Delta P})^2 + (0,5\Theta_\rho)^2 + (\delta k)^2}, \quad (5.3.13)$$

где $\Theta_{\Delta P}$ - погрешность измерения перепада давления;

Θ_ρ - погрешность задания плотности газа;

δk - погрешность определения коэффициента расхода диафрагмы.

Погрешность измерения перепада давления складывается из погрешности тарировки измерительного преобразователя «Сапфир-22ДД-Вн» и погрешности АЦП платы L-264:

$$\Theta_{\Delta P} = \sqrt{(\delta\Delta P_{Tar})^2 + (\delta\Delta P_{АЦП})^2} . \quad (5.3.14)$$

Погрешность тарировки измерительного преобразователя «Сапфир-22ДД-Вн» складывается из погрешностей аппроксимации, вариации и погрешности образцового средства измерения:

$$\delta\Delta P_{Tar} = \sqrt{(\delta\Delta P_{Ann})^2 + (\delta\Delta P_{Bap})^2 + (\delta\Delta P_{Обр})^2} . \quad (5.3.15)$$

Аппроксимация была выполнена методом наименьших квадратов [40] порядок аппроксимирующего полинома $N=3$. В результате величина погрешности аппроксимации составила $\delta\Delta P_{Ann} = 0,0053$. Погрешность вариации $\delta\Delta P_{Bap}$ определена на основании эксперимента и равна 0,02 %. При проведении тарировки использовалась установка, включающая грузопоршневой манометр с классом точности 0,05. Таким образом, погрешность тарировки измерительного преобразователя «Сапфир-22-ДД-Вн» будет равна:

$$\delta\Delta P_{Tar} = \sqrt{(0,53)^2 + (0,02)^2 + (0,05)^2} = 0,53 \% .$$

Суммарная систематическая погрешность измерения перепада давления будет равна:

$$\Theta_{\Delta P} = \sqrt{0,53^2 + 0,095^2} = 0,54 \% .$$

Погрешность определения плотности воздуха складывается из погрешностей измерения среднего давления и температуры воздуха:

$$\Theta_{\rho} = \sqrt{\Theta_P^2 + \Theta_T^2} . \quad (5.3.16)$$

Выше рассчитаны эти погрешности, $\Theta_P = 0,32 \% , \quad \Theta_T = 0,41 \% .$ Следовательно, $\Theta_{\rho} = \sqrt{0,32^2 + 0,41^2} \approx 0,52 \% ,$ погрешность задания коэффициента расхода диафрагмы $\delta k = 0,05$. Подставим полученные значения в формулу (4.15):

$$\Theta_G = \sqrt{0,27^2 + 0,26^2 + 0,05^2} = 0,42 \% .$$

СКО измерения перепада давления с помощью измерительного преобразователя «Сапфир-22-ДД-Вн» определено по результатам

эксперимента: $S(\tilde{A})_{\Delta P} = 0,00289$. Суммарное СКО измерения расхода включает также СКО измерения температуры и среднего давления:

$$S(\tilde{A}) = \sqrt{S(\tilde{A})_{\Delta P}^2 + S(\tilde{A})_T^2 + S(\tilde{A})_P^2} = \sqrt{0,00289^2 + 0,00835^2 + 0,00355^2} = 0,00987.$$

Отношение систематической погрешности к СКО будет равно $\Theta(P)/S(\tilde{A}_i) = 0,99$. Случайная погрешность измерения расхода воздуха будет определяться погрешностями измерения перепада давления, среднего давления и температуры:

$$\varepsilon_G = \sqrt{\varepsilon_{\Delta P}^2 + \varepsilon_P^2 + \varepsilon_T^2}. \quad (5.3.17)$$

Случайная погрешность измерения перепада давления определена экспериментально и составила 0.0264 %. Случайные погрешности измерения температуры и среднего давления определены выше, $\varepsilon_P = 3,238 \cdot 10^{-2} \%$; $\varepsilon_T = 7,618 \cdot 10^{-2} \%$. Получаем суммарную случайную погрешность:

$$\varepsilon_G = \sqrt{(2,639 \cdot 10^{-2})^2 + (3,238 \cdot 10^{-2})^2 + (7,618 \cdot 10^{-2})^2} = 8,69 \cdot 10^{-2} \%.$$

По формуле (5.3.17) суммируем составляющие погрешности:

$$\gamma = 0,98 / [\sqrt{3} \cdot 1,1 \cdot 0,00987] = 52,11;$$

$$K_\gamma = \sqrt{1 + 52,11^2} / (1 + 52,11) = 0,98;$$

$$\Delta_G(P) = 0,98 \cdot [0,42 + 0,087] \approx 0,50 \%.$$

Сравнение расчетных и экспериментальных значений по критерию Фишера показали их сходимость.

Адекватность оценивалась по критерию Фишера F [41]:

$$F = \frac{s_{aq}^2}{s_y^2}. \quad (5.3.18)$$

s_{aq}^2 – дисперсия расчётной величины давления:

$$s_{aq}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_{pj} - v_p)^2; \quad (5.3.19)$$

где v_{pj} – расчётное значение давления;

$$\nu_p = \frac{\sum_{j=1}^n \nu_{pj}}{n} - \text{среднее значение расчётной величины};$$

n – число опытов;

s_y^2 – дисперсия экспериментальной величины давления:

$$s_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (\nu_j - \bar{\nu})^2, \quad (5.3.20)$$

где ν_j – экспериментальное значение давления,

$$\bar{\nu} = \frac{\sum_{j=1}^n \nu_j}{n} - \text{среднее значение экспериментальной величины.}$$

Далее, задавая уровень значимости q (обычно q выбирают равным 0,05), по таблице Фишера $n-1$ степеней свободы находят значение критерия F . Если оно больше вычисленного выше значения, то модель адекватна результатам эксперимента. В рассматриваемом случае значение критерия $F=0.65$. Для уровня значимости $q=0,05$ и $n-1=32$ $F_{табл}=1.91$. $F_{табл} > F$, что говорит об адекватности разработанной модели.

Список использованных источников

1. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод [Текст] : [учеб. пособие для вузов по специальностям направления подгот. дипломир. специалистов "Эксплуатация назем. трансп. и трансп. оборудования" / Т.В. Артемьевна, Т.М. Лысенко, А.Н. Румянцева, С.П. Стесин; под ред. С.П. Стесина. - 3-е изд., стер. - М. : Академия, 2007. - 335 с.
2. Гидравлика и гидропневмопривод Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод [Текст] : [учеб. по специальности "Автомобиле- и тракторостроение"] // Федер. агентство по образованию, Моск. гос. индустр. ун-т, Ин-т дистанц. образования. - 4-е изд., доп. и перераб. [Текст] / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак; под ред. А. А. Шейпака. М.: МГИУ, - 2007. - 351 с.
3. Гимадиев, А.Г. Выбор параметров, расчет статических и динамических характеристик регулятора расхода топлива: [учеб. пособие] [Текст] / А. Г. Гимадиев, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара : Изд-во СГАУ, 2007. - 63 с.
4. Даршт, Я.А. Расчетный комплекс машиностроительной гидравлики [Текст] / Я.А. Даршт. - Ковров: КГТА, 2003. – 412 с.
5. Динамические измерения и обработка экспериментальных данных при испытаниях гидросистем: учебн. пособ.: Изд-во Самарск. гос. ун-та [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов. – Самара: СГАУ, 2006. - 128 с.
6. Динамические процессы в системах двигательных установок космических аппаратов: Изд-во Самарск. гос. ун-та [Текст] / В.П. Шорин, А.Е. Жуковский, А.Ф. Малеев, Е.А. Вакулич, В.Я. Свербилов, В.А. Герасимов. – Самара: СГАУ, 1998. – 316 с.
7. Жуковский, А. Е. Разработка методов оптимизации и коррекции динамических свойств топливоподающих систем двигательных установок космических аппаратов [Текст] / А.Е. Жуковский, А.Ф. Малеев // Ракетно-космическая техника : научно-технический сборник / Центр научно-технической информации "Поиск", ГОНТИ-9. - Самара, 1995. - Сер. 4, Вып. 2. - С. 130-131
8. Загузов, И.С. Разработка математической модели криогенных трубопроводов для исследования динамических характеристик систем топливопитания КА [Текст] / И.С. Загузов, А.Ф. Федечев // Ракетно-космическая техника : научно-технический сборник / Центр научно-технической информации "Поиск", ГОНТИ-9. - Самара, 1995. - Сер. 4, Вып. 2. - С. 136

9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.- М.: Машиностроение, 1975. - 559с.
10. Исследование насосных агрегатов и разработка мероприятий по совершенствованию их динамических свойств [Текст] / Е.В. Шахматов [и др.] // Ракетно-космическая техника : научно-технический сборник / Центр научно-технической информации "Поиск", ГОНТИ-9. - Самара, 1995. - Сер. 4, Вып.2. - С. 132-133
11. Лепешкин, А.В. Гидравлические и пневматические системы [Текст] : учебник : [по специальностям 1201 "Технология машиностроения", 1202 "Пр-во летат. аппаратов"] [Текст] / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин ; под ред. Ю.А. Беленкова. - 3-е изд., стер. - М.: Академия, 2006. - 332 с.
12. Методы обеспечения функциональной надежности пневмогидравлических и топливных систем ракетно-космического комплекса [Текст] / В.П. Шорин, С.А. Петренко, Е.А. Вакулич, В.А. [и др.].- Самара: СГАУ, 1994. – 296 с.
13. Моделирование процессов управления в технических системах: учебн. пособ. Изд-во Самарск. гос. ун-та [Текст] / А.А. Иголкин, М.С. Гаспаров, А.А. Игонин, Н.Д. Быстров, А.Г. Гимадиев. – Самара: СГАУ, 2006.-180с.
14. Никитин, О.Ф. Рабочие жидкости гидроприводов [Текст] : классификация, свойства, рекомендации по выбору и применению : [учеб. пособие для вузов по направлению 150800 "Гидравл., вакуум. и компрессор. техника" специальности 150802 "Гидравл. машины, гидропроводы и гидропневмоавтоматика"] [Текст] / О. Ф. Никитин. - М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. - 150 с
15. Навроцкий, К.Л. Моделирование и динамический расчет на ЭВМ гидро- и пневмоприводов. Ч.1. Моделирование приводов типовыми звеньями и руководство к универсальной программе расчета: учебное пособие / К.Л. Навроцкий. – М.: МАДИ (ТУ), 1999. – 96 с.
16. Навроцкий, К.Л. Моделирование и динамический расчет на ЭВМ гидро- и пневмоприводов. Ч.2. Динамические процессы и структурные схемы математических моделей приводов: учебное пособие [Текст] / К.Л. Навроцкий. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 116 с.
17. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей [Текст] / А. Е. Жуковский [и др.] ; под ред. В. П. Шорина ; Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара : [НПО: Импульс], 1995 - .Ч.2 : Обеспечение качества

- динамических процессов и устойчивости систем с агрегатами управления и регулирования. - 215 с.
- 18.Петренко, С.А. Системы аэрокосмических аппаратов [Текст]: Учеб. пособие / С.А. Петренко, А.Г. Гимадиев, А.Н. Нечаев; Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева, Волж. КБ Ракет.-косм. корпорация "Энергия" им. С. П. Королева. - Самара, 2000. - 174 с.
 - 19.Пневмогидравлические системы двигательных установок с жидкостными ракетными двигателями [Текст] / В.Н. Челомей, Д.А. Полухин, Н.Н. Миркин [и др.]; под ред. В. Н. Челомея. - М. : Машиностроение, 1978. - 239 с.
 - 20.Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: Учеб. для ВУЗов. 2-е издание, стереотипное [Текст] / Д.Н. Попов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 320 с.
 - 21.Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- пневмосистем: Учебник для ВУЗов по специальностям "Гидропневмоавтоматика и гидропривод" и "Гидравлические машины и средства автоматизации". - 2-е изд, перераб. и доп. [Текст] / Д.Н. Попов. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с.
 - 22.Попов, Д.Н. Гидромеханика: [учеб. для вузов по направлению подгот. дипломир. специалистов "Гидравл., вакуум. и компрессор. техника"] [Текст] / Д. Н. Попов, С. С. Панаиотти, М. В. Рябинин ; под ред. Д. Н. Попова. - 2-е изд., стер. - М.: Изд-во МГТУ, 2002. - 383 с.
 - 23.Правила выполнения схем авиационных гидропневмосистем : Метод. указания [Текст] / Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева ; сост. А. Г. Конев. - Самара : [б. и.], 1995. - 23 с.
 - 24.Свербилов, В.Я. Гидропривод и гидравлические средства автоматизации [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие [Текст] / В. Я. Свербилов, А. Б. Прокофьев ; Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Электрон. текстовые дан. - Самара : СГАУ, 2006. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
 - 25.Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леньшин, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Под редакцией акад. РАН В.П. Шорина, д.т.н. Е.В. Шахматова. – Самара: СГАУ, 1998. – 270 с.
 - 26.Теория линейных систем автоматического регулирования двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. - Самара : СГАУ, 2006. - 183 с.

27. Чарный И. А. Неустановившееся течение реальной жидкости в трубах. - М.: Недра, 1975. - 108с.
28. Шестаков, Г.В. Создание корректирующих устройств пневмогидравлических систем летательных аппаратов и ППП по автоматизации их проектирования [Текст] / Г.В. Шестаков, Ю.К. Перлов, А.Б. Прокофьев // Ракетно-космическая техника : научно-технический сборник / Центр научно-технической информации "Поиск", ГОНТИ-9. - Самара, 1995. - Сер. 4, Вып.2
29. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
30. Шорин, В. П. Гидравлические и газовые цепи передачи информации [Текст] / В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров. - М.: Машиностроение, 2000. -328 с.
31. Cleasby, K.G. and Plummer, A.R., 2008, “A novel high efficiency electrostatic flight simulator motion system”, Proc. FPMC, Bath, Sept., pp437-449
32. Todeschi, M., 2007, “A380 Flight Control Actuation Lessons Learned on EHAs Design”. Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, June, pp 21–26
33. Vael, G.E.M, Achten, P.A.J., Fu, Z, 2000, “The Innas Hydraulic Transformer, the Key to the Hydrostatic Common Pressure Rail”, SAE Paper 2000-01-2561
34. Linjama, M. Digital Fluid Power – State Of The Art. The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICPF’11, May 18-20, 2011, Tampere, Finland. Vol. 3(4), pp.331-354.
35. Linjama, M. Energy Saving Digital Hydraulics. Proceedings of the Second Workshop on Digital Fluid Power, Nov.12, 2009, Linz, Austria
36. Scheidl, R., Manhartgruber, B. & Winkler, B. Hydraulic Switching Control – Principles and State of the Art. Proceedings of the First Workshop on Digital Fluid Power, Oct. 3, 2008, Tampere, Finland, pp. 31–49 (Tampere University of Technology).
37. Linjama, M., Laamanen, A. & Vilenius, M. 2003. Is it time for digital hydraulics? The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 7–9, Tampere, Finland, pp. 347–366.
38. Linjama, M. Digital Hydraulics Research at IHA. Proceedings of the First Workshop on Digital Fluid Power, Oct. 3, 2008, Tampere, Finland, pp. 7–30 (Tampere University of Technology).

39. Linjama, M. & Huhtala, K. Digital pump-motor with independent outlets. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009, 16 p.
40. Linjama, M., Vihtanen, H.-P., Sipola, A. & Vilenius, M. Secondary Controlled Multi-Chamber Cylinder. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009, 15 p. 19
41. Payne, G. S., Stein, U. B. P., Ehsan, M., Caldwell, N. J. & Rampen, W. H. S. Potential of Digital DisplacementTM Hydraulics for Wave Energy Conversion. Sixth European Wave and Tidal Energy Conference, Glasgow, UK, Aug. 29 – Sept. 2, 2005, pp. 365–371.
42. Bishop, E. D. Digital Hydraulic Transformer – Approaching Theoretical Perfection in Hydraulic Drive Efficiency. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009, 19 p.
43. Theissen, H. Energie sparen mit der Matrixschaltung. O+P 8/2009, pp. 340–343.
44. Bishop, E. D. Digital Hydraulic Transformer – Approaching Theoretical Perfection in Hydraulic Drive Efficiency. CD-ROM Proceedings of the Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden, 19 p.
45. Pugh, B. The Hydraulic Age – Public Power Supplies before Electricity, 176 p. (Mechanical Engineering Publications Ltd., London, 1980)
46. Aldrich, R. H. 1920. Unloading Mechanism. US Patent No 1334828.
47. Rickenberg, F. 1930. Valve. US Patent No. 1757059. [6] Murphy, R. & Weil, J. 1962. Hydraulic Control System. US Patent No. 3038449.
48. Murphy, R. & Weil, J. 1962. Hydraulic Control System. US Patent No. 3038449.
49. Virvalo, T. 1978. Cylinder Speed Synchronization. Hydraulics & Pneumatics. Dec 1978, pp. 55–57.
50. Ballard, R. L. 1968. System for Minimizing Skidding. US Patent No 3528708.
51. Wennmacher, G. Untersuchung und Anwendung schnellschaltender elektrohydraulischer Ventile für den Einsatz in Kraftfahrzeugen, Dissertation, RWTH Aachen, Germany, 1995.

52. Luttamus, T., Linjama, M., Nurmi, M. & Vilenius, M. A novel seat valve with reduced axial forces. In: Johnston, D.N. & Edge, K.A. (eds.) Power Transmission and Motion Control, PTMC 2006, 13-15 September, 2006, Bath, UK, pp. 415-427.
53. Johnson, B., Massey, S. & Sturman, O. 2001. Sturman Digital Latching Valve. In: Palmberg, J.-O. (Ed.) The Seventh Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'01, pp. 299–314 (Vol. 3)
54. Anon. PVE Series 4 for PVG 32, PVG 100 and PVG 120, Technical Information. Sauer-Danfoss Prochure No 520L0553 Rev EA, May 2010, 32 p.
55. Suematsu, Y., Yamada, H., Tsukamoto, T. & Muto, T. Digital Control of Electrohydraulic Servo System Operated by Differential Pulse Width Modulation. JSME International Journal, Series C, Vol. 36 (1993), No. 1, pp. 61-68.
56. Becker, U. The Behavior of a Position Controlled Actuator with Switching Valves. Proceedings of the Fourth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Sept. 26-29, 1995, Tampere, Finland, pp. 160-167.
57. Muto, T., Yamada, H. & Tsuchiya, S. A Precision Driving System Composed of a Hydraulic Cylinder and High-Speed ON/OFF Valves. Proceedings of the 49th National Conference on Fluid Power, March 19-21, 2002, Las Vegas, Nevada, USA, pp. 627-638.
58. Branson, D. T., Lumkes, J. H. Jr., Wattananithiporn, K. & Fronczak, F. J. Simulated and Experimental Results for a Hydraulic Actuator Controlled by Two High-Speed On/Off Solenoid Valves. International Journal of Fluid Power, Vol. 9 (2008), No 2, pp. 47-56.
59. Scheidl R., Riha G., Energy Efficient Switching Control by a Hydraulic „Resonance-Converter“. In: Burrows, C. R. & Edge K. A. (Eds.): Proc. Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC'99), Sept. 8-11, 1999, Bath, UK, pp. 267-273.
60. Scheidl R., Mikota G., The Role of Resonance in Elementary Hydraulic Switching Control, Journal of Systems and Control Engineering, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 217, Part I, 2003, pp. 469-480.
61. Kogler, H., Scheidl, R., Ehrentauf, M., Guglielmino, E., Semini, C. & Caldwell, D. G. A Compact Hydraulic Switching Converter for Robotic Applications. In: Johnston, D. N. & Plummer, A. (Eds) Fluid Power and

- Motion Control (FPMC 2010), 15-17 September 2010, Bath, UK, pp. 55-68 (Hadleys Ltd).
62. Mansouri, G. R., Misovec, K. M., Johnson, B. G., Babbitt, G. R. & Sturman, O. E. Variable Flow Supply Using Switched-Mode Control of an Fixed-Displacement Pump. Proceedings of the Seventh Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 30 – June 1, 2001, Linköping, Sweden, pp. 361-376 (Vol. 1).
 63. Miyata, K., Yokota, S. and Hanufusa, H. 1991. Control of Pneumatic Drive Systems by Using PCM Valves. 3rd Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement, and Visualization (FLUCOME '91), pp. 373–378 (The American Society of Mechanical Engineers, NY, USA).
 64. Ferraresi, C. 1994. A New PCM-PWM Combined Technique for Pneumatic Flow-Regulating Valves. Proceedings of the Joint Hungarian – British International Mechatronics Conference, pp. 385–390 (Computational Mechanics Publications).
 65. <http://www.matrix.to.it/>
 66. Linjama, M., Koskinen, K. T. & Vilenius, M. Pseudo-Proportional Position Control of Water Hydraulic Cylinder Using On/Off Valves. The Fifth JFPS International Symposium on Fluid Power, November 12-15, 2002, Nara, Japan, pp. 155-160.
 67. Laamanen, A., Linjama, M., Tammisto, J., Koskinen, K.T. & Vilenius, M. Velocity Control of Water Hydraulic Motor. The Fifth JFPS International Symposium on Fluid Power, November 12-15, 2002, Nara, Japan, pp. 167-172.
 68. Laamanen, A., Linjama, M. & Vilenius, M. Characteristics of a Digital Flow Control Unit with PCM Control. Seventh Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, August 25-28, 2003, Sorrento, Italy, CD-ROM Proceedings, ISBN 0-9533991-4-1.
 69. Linjama, M., Koskinen, K. T. & Vilenius, M. Accurate Trajectory Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder with Non-Ideal on/Off Valves. International Journal of Fluid Power, Vol 4 (2002), No. 1. pp. 7-16.
 70. Linjama, M. & Vilenius, M. Improved Digital Hydraulic Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder Drive. International Journal of Fluid Power, Vol. 6 (2005), No. 1, pp. 29-39.

- 71.Laamanen, A. 2009. Minimization of State Transition Uncertainty in the Digital Valve System. Dissertation thesis. Tampere University of Technology. Publication 809. 111 p.
- 72.Siivonen, L., Linjama, M., Huova, M. and Vilenius, M. Pressure based fault detection and diagnosis of a digital valve system. In: Johnston, D. N. & Plummer, A. (Eds) Power Transmission and Motion Control (PTMC'07), September 12-14, 2007, Bath, UK, pp. 67-79 (Hadleys Ltd).
- 73.Siivonen, L., Linjama, M., Huova, M. & Vilenius, M. Jammed On/Off Valve Fault Compensation with Distributed Digital Valve System. International Journal of Fluid Power, Vol. 10 (2009), No. 2, pp. 73-82.
- 74.Linjama, M., Huova, M. & Vilenius, M. Online Minimization of Power Losses in Distributed Digital Hydraulic Valve System. Proceedings of the 6th International Fluid Power Conference Dresden, April 1-2, 2008, Dresden, Germany, pp. 157-171 (Vol. 1).
- 75.Huova, M., Karvonen, M., Ahola, V., Linjama, M. & Vilenius, M. Energy Efficient Control of Multiactuator Digital Hydraulic Mobile Machine. 7th International Fluid Power Conference, March 22-24, 2010, Aachen, Germany, pp. 25-36 (Vol. 1).
- 76.Linjama, M., Hopponen, V., Ikonen, A., Rintamäki, P., Vilenius, M. & Pietola, M. Design and Implementation of Digital Hydraulic Synchronization and Force Control System. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, June 2-4 2009, Linköping, Sweden, 13 p.
- 77.Hopponen, V., Linjama, M., Ikonen, A., Rintamäki, P., Pietola, M. & Vilenius, M. Energy Efficient Digital Hydraulic Force Control. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, June 2-4 2009, Linköping, Sweden, 11 p.
- 78.Linjama, M. & Karvonen, M. Digital Microhydraulics. In: Linjama, M. & Laamanen, A. (Eds) Proceedings of the First Workshop on Digital Fluid Power 3rd October, 2008, Tampere, Finland, pp. 141-152.
- 79.Lambeck, R.P. 1983. Hydraulic Pumps and Motors: Selection and Application for Hydraulic Power Control Systems. Dekker, (NY, USA) 154 p.
- 80.Moorhead, J. R. Saving Energy with "Digital" Pump Systems. Machine Design, Vol. 56 (1984), No. 4, pp. 40-44.

81. Rampen, W. H. S., & Salter, S. H., The Digital Displacement Hydraulic Piston Pump, Proceedings of the 9th International Symposium on Fluid Power, BHR Group, Cambridge, April 1990, STI, pp. 33-46.
82. Ehsan, Md., Rampen, W. H. S. & Salter, S. H. Modeling of Digital-Displacement Pump-Motors and Their Application as Hydraulic Drives for Nonuniform Loads. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, March 2000, pp. 210-215.
83. Payne, G. S., Kiprakis, A. E., Ehsan, M., Rampen, W. H. S., Chick, J. P. and Wallace, A. R. Efficiency and Dynamic Performance of Digital DisplacementTM Hydraulic Transmission in Tidal Current Energy Converters. Journal of Power and Energy, Proc. IMechE, Vol. 221 (2007), Part A, pp. 207-218.
84. Tammisto, J., Huova, M., Heikkilä, M., Linjama, M. & Huhtala, K. Measured Characteristics of an In-Line Pump with Independently Controlled Pistons. 7th International Fluid Power Conference, March 22-24, 2010, Aachen, Germany, pp. 361-372 (Vol. 1).
85. Lumkes, J., Batdorff, M., and Mahrenholz, J. Characterization of Losses in Virtually Variable Displacement Pumps. International Journal of Fluid Power, Vol. 10 (2009), No 3, pp. 17-27.
86. Merrill, K. J. & Lumkes, J. H. Jr. Operating Strategies and Valve Requirements for Digital Pump/Motors. Proceedings of the 6th FPNI – PhD Symposium, June 15-19, 2010, West Lafayette, Indiana, USA, pp. 249-258.
87. Huova, M. & Laamanen, A. Control of Three-Chamber Cylinder with Digital Valve System. In: Scheidl, R. & Winkler, B. (Eds.) Proceedings of The Second Workshop on Digital Fluid Power, November 12-13, 2009, Linz, Austria pp. 94-105.
88. Linjama, M., Vihtanen, H-P., Sipola, A. & Vilenius, M. Secondary Controlled Multi-Chamber Hydraulic Cylinder. CD-ROM Proceedins of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden, 15 p.
89. De Gier, G. 2004. Hydraulic Cylinder for Use in a Hydraulic Tool. Pat. EP1580437.
90. Linjama, M. & Huhtala, K. Digital pump-motor with independent outlets. CD-ROM Proceedins of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden, 16 p.
91. Linjama, M. & Tammisto, J. New Alternative for Digital Pump-Motor-Transformer. In: Scheidl, R. & Winkler, B. (Eds.). Proceedings of the

- Second Workshop on Digital Fluid Power, November 12-13, 2009, Linz, Austria, pp. 49-61.
92. Heikkilä, M., Tammisto, J., Huova, M., Huhtala, K. & Linjama, M. Experimental Evaluation of a Piston-Type Digital Pump-Motor-Transformer with Two Independent Outlets. In: Johnston, D. N. & Plummer, A. (Eds.). Fluid Power and Motion Control (FPMC 2010), 15-17 September 2010, Bath, UK, pp. 83-97.
 93. Huova, M. & Plöckinger, A. Improving Resolution of Digital Hydraulic Valve System by Utilizing Fast Switching Valves. In: Laamanen, A. & Linjama, M. (Eds.) Proceedings of the Third Workshop on Digital Fluid Power, October 13-14, 2010, Tampere, Finland, pp. 79-92.
 94. Plöckinger, A., Scheidl, R. & Winkler, B. Performance, Durability and Applications of a Fast Switching Valve. In: Scheidl, R. & Winkler, B. (Eds.). Proceedings of the Second Workshop on Digital Fluid Power, November 12-13, 2009, Linz, Austria, pp. 129-143.
 95. Zöppig, V. & Neumann, K. Switching Magnetic Valve Electronics. 7th International Fluid Power Conference (7th IFK), March 22-24, 2010, Aachen, Germany, pp. 407-418 (Vol. 2).
 96. Linjama, M. Digital Hydraulics Research at IHA. In: Linjama, M. & Laamanen, A. (Eds.) The First Workshop on Digital Fluid Power, October 3, 2008, Tampere, Finland, pp. 7-30.
 97. Scheidl, R. Hydraulic Switching Control - Principles and State of the Art. In: Linjama, M. & Laamanen, A. (Eds.) The First Workshop on Digital Fluid Power, October 3, 2008, Tampere, Finland, pp. 31-49.
 98. Linjama, M., Laamanen, A. & Vilenius, M. Is it time for digital hydraulics? The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 7-9, 2003, Tampere, Finland, pp. 347-366.
 99. Linjama, M. Digital hydraulic power management system - Towards lossless hydraulics. In: Laamanen, A. & Linjama, M. (Eds.) Proceedings of the Third Workshop on Digital Fluid Power, October 13-14, 2010, Tampere, Finland, pp. 5-22.
 100. <http://imh.jku.at/publications/index.en.php>
 101. <http://www.tut.fi/library/dlib/bibliography.html>
 102. Johnston, D. N., A Switched Inertance Device for Efficient Control of Pressure and Flow, in Proceedings of the ASME 2009 Dynamic Systems and Control Conference, Hollywood, California, USA, 2009.

103. Cao, J., Gu, L., Wang, F., Research on electro-hydraulic control of propellers of the underwater vehicles with switch-mode hydraulic power supply, in ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Chicago, Illinois, USA, 2006.
104. Scheidl, R. and Hametner, G., The role of resonance in elementary hydraulic switching control, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I-Journal of Systems and Control Engineering, vol. 217, pp. 469-480, 2003.
105. Kogler H. and Manhartsgruber, B., Simulation tools and control design for fast switching hydraulic systems, in The Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria, 2009.
106. Hettrich, H., Bauer, F. and Fuchshumer, F., Speed controlled, energy efficient fan drive within a constant pressure system, in The Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria, 2009.
107. Krus, P., Weddfelt, K. and Palmberg, J-O., Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic System, Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas., Control, vol. 116, p. 5, 1994.
108. Johnston, D.N., Efficient Methods for Numerical Modeling of Laminar Friction in Fluid Lines, Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas., Control, vol. 128, p. 6, 2006.
109. Brown, F.T., 1987, "Switched reactance hydraulics: a new approach to the control of fluid power", Proc. National Conference on Fluid Power, Chicago, Feb-Mar, pp25-34
110. Brown, F.T., Tentarelli, S.C., Ramachandran, S., 1988, "A hydraulic rotary switched-inertance servo-transformer", Trans. ASME, J. Dyn. systems, meas. & cont., 110(2), pp144-150
111. Johnston, D.N., Drew, J.E., 1996, "Measurement of Positive Displacement Pump Flow Ripple and Impedance", Proc. Instn Mech. Engrs, 210, part I, pp65-74
112. Johnston, D.N., 2006, "Prediction of fluid inertance in non-uniform passageways", Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, 128(2), pp266-275
113. Krus, P., Weddfelt, K., and Palmberg, J.-O., 1994, "Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic Systems," Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas., Control, 116(1), pp.132–136.

114. Johnston, D. N., 2006, "Efficient methods for numerical modeling of laminar friction in fluid lines", Trans. ASME, J. Dyn. systems, meas. & cont., 128(4), pp829-834
115. Johnston, D.N., The Transmission Line Method for Laminar Flow of Liquid in Pipelines, submitted to Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I-Journal of Systems and Control Engineering, 2011.
116. Krus, P., Weddfelt, K. and Palmberg, J-O., Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic System, Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas., Control, vol. 116, p. 5, 1994.
117. Johnston, D.N., Efficient Methods for Numerical Modeling of Laminar Friction in Fluid Lines, Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas., Control,, vol. 128, p. 6, 2006.
118. Brown, F. T., Switched reactance hydraulics, a new way to control fluid power, in National Conference on Fluid Power, Chicago, USA, 1987, pp. 25-34.
119. Johnston, D. N., Pan, M., Use of pipeline wave propagation model for measuring unsteady flowrate, Bath/ASME FPMC, Sept 2010