

Ю. Ю. ЗУЕВ, Е. Ю. ЗУЕВА

ГИДРОБОРУДОВАНИЕ И ГИДРОПРИВОД МЕХАТРОННЫХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Сборник задач



Ю. Ю. Зуев, Е. Ю. Зуева

**Гидрооборудование и гидропривод
мехатронных и робототехнических систем**

Сборник задач



**Москва
Берлин
2021**

УДК 007.52:62-229.384(075)

ББК 34.447.3я7+32.81я7

393

Рецензенты:

Алексеевков А. С., канд. техн. наук; доц. каф. систем приводов авиационно-космической техники московского авиационного института (МАИ);
Меркурьев И. В., д-р техн. наук, проф., зав. каф. мехатроники, робототехники, динамики и прочности машин национального исследовательского университета «Московский энергетический институт» (НИУ МЭИ)

Зуев, Ю. Ю.

393 Гидрооборудование и гидропривод мехатронных и робототехнических систем : сборник задач / Ю. Ю. Зуев, Е. Ю. Зуева. — Москва ; Берлин : Директ-Медиа, 2021. — 252 с.

ISBN 978-5-4499-2067-6

В сборнике представлены задачи, тематика которых охватывает практическое изучение всех основных разделов дисциплины: исследования физических процессов, происходящих в гидравлических устройствах силовых гидросистем различных технических объектов, решения вопросов формирования рациональных последовательностей расчета гидравлических линий и гидравлических машин, входящих в состав систем, задач формирования принципиальных гидравлических схем и рационального подбора серийно выпускаемого гидрооборудования. Специальный раздел посвящен подробному рассмотрению вопросов функциональности и конкурентоспособности гидроприводных систем по совокупности технико-экономических и эксплуатационных показателей, определяющих эффективность таких систем в условиях современного рынка.

Сборник задач предназначен для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.06, 15.04.06 «Мехатроника и робототехника», 13.03.06, 13.04.06 «Энергетическое машиностроение», для среднего профессионального образования, по специальностям 13.02.02 «Теплоснабжение и техническое оборудование», 13.02.04 «Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики», 15.02.10 «Мехатроника и мобильная робототехника (по отраслям)», а также для слушателей системы повышения квалификации.

УДК 007.52:62-229.384(075)

ББК 34.447.3я7+32.81я7

Оглавление

Предисловие	5
1. Гидро- и пневмосистема технического объекта. Классификация гидро- и пневмопривода. Основные свойства рабочих тел. Терминология	7
1.1. Терминология. Классификация гидро- и пневмоприводных систем в зависимости от принципа передачи энергии рабочим телом	7
1.2. Свойства и характеристики рабочих тел. Определения основных физических величин в гидро- и пневмосистемах	10
1.3. Особенности переноса энергии жидкостью в гидросистеме. Потери энергии. Работа источника гидроэнергии на сеть	16
1.4. Задачи	20
1.5. Вопросы для самоконтроля	47
2. Расчет параметров и характеристик объемно-роторных гидромашин в гидросистемах технических объектов	49
2.1. Терминология и определения основных физических величин в гидромашинах. Параметры и характеристики гидромашин	49
2.2. Потери в гидромашинах. Регулировочные и энергетические характеристики машин с учетом потерь энергии	52
2.3. Приближенный расчет потерь энергии в объемно-роторных гидромашинах	57
2.4. Универсальные энергетические и регулировочные характеристики объемно-роторных гидромашин	58
2.5. Особенности расчета статических характеристик гидроцилиндров и поворотных гидродвигателей	60
2.6. Задачи	63
2.7. Вопросы для самоконтроля	72
3. Расчет основных параметров и статических характеристик гидроприводов технических объектов	75
3.1. Принципы и способы управления в гидроприводах	75
3.2. Гидроприводы без управления	75
3.3. Гидроприводы с машинным и частотным управлением	76
3.4. Задачи	81
3.5. Вопросы для самоконтроля	95
4. Гидроприводы цикловой автоматики. Показатели работоспособности и конкурентоспособности. Циклограммы. Функциональные и принципиальные гидравлические схемы приводов	97
4.1. Терминология. Циклограмма работы привода. Показатели работоспособности и конкурентоспособности. Функциональные и принципиальные гидравлические схемы гидроприводов цикловой автоматики	97
4.2. Обеспечение требуемой последовательности работы исполнительных устройств в гидроприводах цикловой автоматики	99
4.3. Задачи	106
4.4. Вопросы для самоконтроля	115

5. Составление принципиальных гидравлических схем, расчет базовых параметров и характеристик гидроприводов с дроссельным управлением.....	117
5.1. Статические характеристики гидроприводов с дроссельным управлением	117
5.2. Алгоритм расчета базовых параметров и оценка энергоэффективности гидроприводов с дроссельным управлением	118
5.3. Задачи.....	120
5.4. Вопросы для самоконтроля.....	136
6. Оценка конкурентоспособности гидроагрегатов и гидроприводных систем технических объектов	138
6.1. Системно-креативный подход — современная методология эффективного решения исследовательских и расчетно-проектных задач для создания конкурентоспособного продукта.....	138
6.2. Определение функциональной пригодности и конкурентоспособности гидро- и пневмоприводных систем с использованием методологии СКП.....	142
6.3. Задачи.....	145
6.4. Вопросы для самоконтроля.....	160
7. Решения типовых задач с методическими пояснениями и комментариями	162
Приложение 1. Термины и определения по тематике гидро- и пневмоприводных систем, использованные в учебном пособии [7, 15, 19].....	232
Приложение 2. Стандартные значения основных параметров рабочих тел и машинно-аппаратной базы в гидро-и пневмосистемах.....	239
Приложение 3.....	240
Рекомендуемые соотношения условного прохода D_u , наружного диаметра D и толщины стенки δ стальных бесшовных холоднотянутых труб в зависимости от давления в трубе	240
Абсолютная шероховатость труб и каналов из разных материалов с учетом длительности эксплуатации	240
Ориентировочные значения критических чисел Рейнольдса для различных местных гидравлических сопротивлений.....	240
Приложение 4. Типовые задачи и способы их решения при разработке гидро- и пневмоприводных систем цикловой автоматики	241
Приложение 5.....	243
Рекомендуемые буквенные обозначения основных гидравлических и пневматических устройств	243
Рекомендуемые буквенные обозначения основных электрических устройств, работающих с гидравлическими и пневматическими устройствами.....	244
Список использованной литературы.....	245
Список принятых сокращений.....	247
Список рекомендованной литературы	248

Предисловие

В учебных планах подготовки специалистов высшего и среднего профессионального образования по направлениям «Мехатроника и робототехника» (15.03.06, 15.04.06), «Энергетическое машиностроение» (13.03.06, 13.04.06), «Теплоснабжение и техническое оборудование» (13.02.02), «Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов и гидропневмоавтоматики» (15.02.4), «Мехатроника и мобильная робототехника» (15.02.10) важное место занимают дисциплины, позволяющие успешно эксплуатировать силовые гидро- и пневмоприводные системы различных энергетических и робототехнических объектов, выполнять комплектацию систем необходимым оборудованием и осуществлять экспертирование данных систем по совокупности технико-экономических и эксплуатационных показателей с учетом реалий современного рынка.

В настоящее время имеется весьма ограниченное число учебных пособий, выпущенных в разное время издательствами ряда вузов страны, где рассматриваются лишь теоретические вопросы и только в технических аспектах, без учета эксплуатационно-экономических факторов. Так, например, в 2007 году впервые по данной тематике Издательский дом МЭИ выпустил сборник задач с методическими указаниями и решениями типовых задач, который в настоящее время стал уже библиографической редкостью. Практика использования данного сборника для обучения студентов по указанным направлениям подготовки показала его высокую эффективность и востребованность.

Материал настоящего сборника задач восполняет отмеченный пробел в практической подготовке специалистов высшего и среднего специального образования. Авторы сборника старались скомпоновать учебный материал так, чтобы он был наиболее удобен для изучения и отвечал реалиям современных рыночных отношений.

Поэтому каждую новую главу предваряет теоретический раздел, содержащий необходимую информацию для решения задач главы. В сборнике приведены рекомендуемые сценарии решения типовых, максимально приближенных к практическим, задач, которые, как правило, характеризуются информационным дефицитом, и поэтому требуют привлечения информации из сторонних источников. Значительно расширена глава по расчету потерь энергии в гидролиниях моноблочных и разнесенных гидроприводных и инструментальных систем роботов и других гидрофицированных объектов.

Поскольку в условиях современного рынка создание и эффективная эксплуатация любых технических объектов, в том числе, гидро- и пневмосистем, ориентированы на достижение оптимизированных технико-экономических показателей не столько их отдельных частей и агрегатов, сколько гидрофицированных объектов в целом, значительно увеличено число подобных комбинированных задач. Решения этих задач базируются на современной методологии получения конкурентоспособных продуктов и выработки эффективных бизнес-проектов — системно-креативном подходе, минимально необходимые сведения, о котором предваряют данную главу. Так как аналитические решения даже простейших — однокритериальных — задач синтеза для данных систем оказываются весьма затруднительными, то для таких

задач рекомендовано использование вычислительной техники. Номера этих задач и задач повышенной сложности помечены звездочками.

Расположение материала в сборнике задач сгруппировано в главы с учетом фрагментации теоретических разделов. Авторы старались расположить задачи в порядке нарастания их трудности. Для облегчения усвоения материала и приобретения обучаемыми рациональных навыков анализа и решения задач в последнюю главу сборника помещены решения некоторых типовых задач, сопровождаемые достаточно подробными методическими пояснениями. В конце каждой главы приведены контрольные вопросы, предназначенные для проверки обучаемыми степени усвоения материала, а также с целью формирования рубежного контроля знаний в учебном процессе. В приложениях содержится необходимый справочно-информационный материал.

Несмотря на то, что данное учебное пособие предназначено, прежде всего, для студентов энергомашиностроительных, теплоэнергетических и робототехнических специальностей высшего и среднего специального образования, оно может быть полезно при проведении практических занятий на тех специальностях, учебный план которых предусматривает изучение гидроприводной техники, в том числе, для слушателей факультета повышения квалификации, на семинарах различных организаций, занимающихся обучением и переподготовкой специалистов.

Авторы понимают, что данный сборник — одно из первых учебных пособий, в котором сделана попытка комплексного рассмотрения вопросов анализа, экспертирования, технико-экономического расчета силового гидрооборудования для различных технических объектов в условиях конкуренции, не может не иметь отдельных недостатков. Поэтому авторы надеются на конструктивные отклики от заинтересованных читателей, которым они заранее выражают свою глубокую признательность.

Замечания и пожелания по содержанию книги следует направлять по адресу: Москва, ул. Обручева, дом 34/63, стр. 3 (для корреспонденции: 117342, Москва, ул. Обручева, дом 34/63, стр. 1), тел/факс: 8-800-333-68-45 (звонок бесплатный), e-mail: manager@directmedia.ru

Авторы

1. Гидро- и пневмосистема технического объекта.

Классификация гидро- и пневмопривода. Основные свойства рабочих тел. Терминология

1.1. Терминология. Классификация гидро- и пневмоприводных систем в зависимости от принципа передачи энергии рабочим телом

Терминология, определения основных понятий по гидро-и пневмоприводным системам содержатся в ГОСТ 17752-81 [15]. Однако ряд определений стандарта требует коррекции, что подробно изложено в [7]. Нарушения логики и смысловой части отдельных положений стандарта будут подчеркиваться в данном учебном пособии лишь постольку, поскольку использование их может привести к искажению понимания содержания отдельных фрагментов сборника задач и нарушению строгости изложения материала. Основные термины и определения по тематике гидро-и пневмоприводных систем см. в прил. 1.

Так, например, согласно ГОСТ 17752-81 *«Гидро- и/или пневмопривод — это привод, в состав которого входит гидравлический (пневматический) механизм, в котором рабочая среда находится под давлением, с одним или более объемными двигателями (объемными пневмодвигателями) (под рабочей средой понимается рабочая жидкость в объемном гидроприводе и рабочий газ в пневмоприводе). В то же время данный стандарт определяет гидросистему (пневмосистему) как совокупность гидроустройств (пневмоустройств), входящих в состав объемного гидропривода (пневмопривода)».*

Налицо нарушение иерархии понятий — система есть более общее понятие, нежели привод (любой привод есть система, но не любая система — это привод).

Будем использовать корректную терминологию:

Понятие «гидросистема» и «пневмосистема» (ГПС) какого-либо технического объекта (ТО) является наиболее общим: это совокупность функционально связанных частей, предназначенных для выполнения требуемых функций в составе системы более высокой иерархии (ТО) посредством рабочей среды (жидкости или газа), находящейся под давлением.

Частным случаем гидро- и/или пневмосистемы является гидро- и/или пневмопривод — это гидро- и/или пневмосистема, предназначенная для приведения в движение выходных звеньев ТО.

Гидравлическое или пневматическое устройство — это устройство, выполняющее какую-либо самостоятельную группу функций, с помощью энергии рабочей среды.

подавляющая часть ГПС промышленных роботов предназначена для силового управления перемещениями всевозможных исполнительных (регулируемых или рабочих — РО) органов данных объектов. Поэтому обычно допустимо как применение термина «гидро- и/или пневмосистема», так и «гидро- и/или пневмопривод», в ряде случаев — собирательного термина «гидро- и/или пневмоприводная система». Возможно, это и наиболее удачный термин.

Разработаны и успешно применяются установки, где жидкость (обычно вода с эмульсионными присадками, а также — при необходимости — и с мелкодисперсным абразивным порошком) используется непосредственно как инструмент для выполнения технологических операций по формообразованию (электрогидравлический эффект А. С. Юткина), резке материала и зачистке поверхностей (гидроструйная обработка). Достаточно широко применяются всевозможные пневмозахваты, вакуумные держатели для бережного транспортирования легкоповреждаемых деталей, фиксации поверхностей в любом положении без применения механических стопоров, пневмоподушки, обеспечивающие легкое перемещение значительных по массе устройств, пневмолинии (пневмопочту) для транспортировки и сортировки деталей и т. д. С целью дублирования и/или замены традиционных электронных блоков управления ГПС в ТО ответственного назначения могут быть установлены пневматические блоки, выполняющие функции управления (система логических элементов УСЭППА или СПЕКТР). В частности, уникальность системы СПЕКТР заключается в отсутствии каких-либо подвижных элементов и возможности реализации любых логических «высказываний» за счет эффекта соударения затопленных струй жидкости или газа. Это позволяет использовать такие логические блоки в аномальных условиях эксплуатации (температуры до плавления материала стенок, огромные электромагнитные и радиационные поля, ресурс непрерывной работы, измеряемый сотнями лет!)

Поскольку работа любой ГПС основана на передаче энергии посредством рабочего тела, физическая классификация данных систем основана на том, какая составляющая полной энергии рабочего тела является доминирующей при работе системы. Как известно, полная энергия потока рабочей среды складывается из удельной энергии положения (координаты характерного сечения потока), энергии гидростатического давления и кинетической энергии (иногда называемой энергией скоростного напора). При перемещении рабочего тела в пределах пассивного участка ГПС (без притока энергии извне) энергия уменьшается вследствие всевозможных потерь. Поэтому линия полной энергии имеет ниспадающий вид, а пьезометрическая линия, характеризующая изменение составляющей гидростатического давления по длине исследуемого участка течения жидкости (газа) может как убывать (при увеличении скорости движения), так и возрастать (с замедлением скорости течения). Это проиллюстрировано *рис. 1.1* на примере пассивного участка с проходными сечениями произвольной формы и размера.

Уравнение Бернулли для потока жидкости в канале произвольной формы между выделенными сечениями I–II имеет известный из дисциплины «Механика жидкости и газа» вид [5]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-II}, \quad (1.1)$$

где $z_{1,2}$ — координаты сечений (высоты относительно выбранной плоскости сравнения), $p_{1,2}$ — гидростатические давления в сечениях, $v_{1,2}$ — среднеэпюрные скорости рабочего тела в сечениях I–I и II–II соответственно; $\alpha_{1,2}$ — коэффициент кинетической энергии жидкости (отличия реальной эпюры скорости от осредненной); $h_{1,2}$ — потери энергии при перемещении рабочего тела от сечения I–I к сечению II–II.

Система, в которой определяющую роль в переносе энергии рабочим телом (жидкостью, газом), играет составляющая гидростатического давления, называется гидро-/пневмостатической.

Пример простейшей гидростатической системы (передачи), состоящей из двух гидроцилиндров разной площади и соединительной гидрролинии, показан на рис. 1.2.

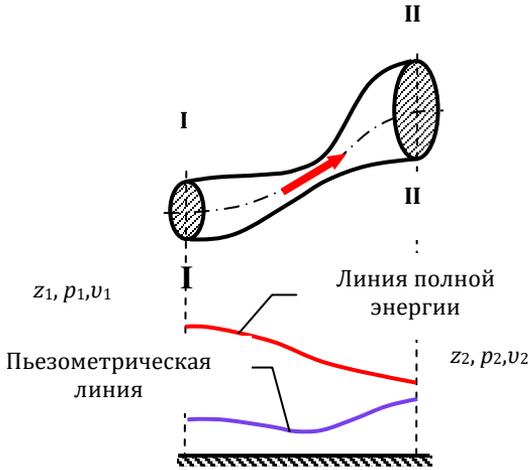


Рис. 1.1

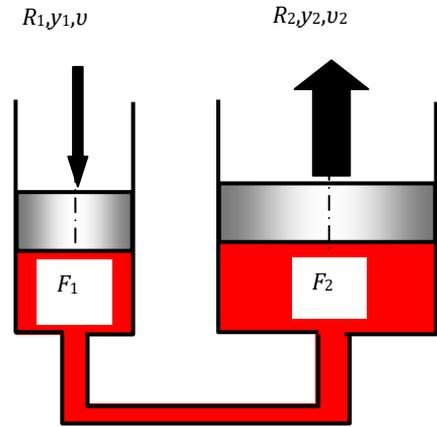


Рис. 1.2

Пренебрегая трением в цилиндрах с площадями F_1 и F_2 , утечками жидкости между поршнями и стенками цилиндров, также сжимаемостью жидкости, имеем очевидную связь входного воздействия (усилия R_1 , перемещения y_1 и скорости поршня v_1 в цилиндре меньшей площади) с «откликом» системы — развиваемым усилием R_2 , перемещением y_2 и скоростью движения поршня v_2 в цилиндре с большей площадью:

$$p = \frac{R_1}{F_1} = \frac{R_2}{F_2}; \quad \Delta V = F_1 y_1 = F_2 y_2; \quad Q = F_1 v_1 = F_2 v_2, \quad (1.2)$$

где p — давление в системе, ΔV — изменение объема жидкости в первом и втором цилиндрах при перемещении поршней на расстояния соответственно y_1 и y_2 , Q — объемный расход жидкости в соединительной гидрролинии при движении поршней в цилиндрах со скоростями соответственно v_1 и v_2 .

Из данных соотношений легко установить, что отношение перемещений и скоростей движения поршней не зависит от нагрузки гидростатической передачи, что проиллюстрировано графиком на рис. 1.3.

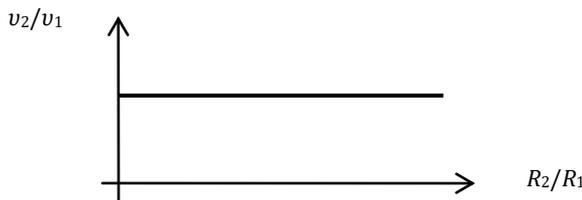


Рис. 1.3

С технической точки зрения работа такой системы связана с изменением объемов гидравлических машин, входящих в состав передачи. Это характерно почти для всех видов гидро- и пневмостатических силовых систем, вследствие чего в русскоязычной технической литературе подобные системы часто также называются гидро- и пневмообъемными, а приводы — объемными гидро- или пневмоприводами.

В соответствии с техническим принципом передачи энергии в состав гидро- или пневмостатического привода входят источники и потребители энергии, которые носят название объемных гидро- или пневмомашин. Очевидно, что эти машины являются разновидностью гидравлических и пневматических машин.

Определения данных машин, их основных частей и классификация в зависимости от способа передачи энергии будут даны ниже, в разделе 2, посвященном объемным гидро- и пневмомашинам (см. также [1, 7, 11, 15, 25]).

Система, в которой перенос энергии рабочим телом (жидкостью, газом), осуществляется за счет составляющей гидростатического давления и кинетической составляющей, называется соответственно гидро-или пневмодинамической.

В силовых ГПС робототехнических объектов роль таких систем ограничена и поэтому далее данные системы не рассматриваются (читатель, интересующийся данной тематикой, может ознакомиться с главами I–VIII [24] и библиографией к этой книге).

1.2. Свойства и характеристики рабочих тел. Определения основных физических величин в гидро- и пневмосистемах

Поскольку рабочее тело (рабочая среда по ГОСТ 17752-81) обеспечивает функционирование ГПС, от его физико-химических свойств в определяющей степени зависят все основные показатели и характеристики системы. Рабочие жидкости предназначены для выполнения следующих основных функций в составе гидросистемы робота [7]:

- осуществляют передачу энергии от источника к потребителю (см. функциональную схему гидропривода в предыдущей лекции);

- в ряде случаев являются инструментом, выполняющим необходимые технологические операции (пробивки отверстий требуемой формы, деформации заготовок и придания им нужной формы, резки, очистки, шлифовки поверхностей, в том числе в труднодоступных для обычного механического инструмента местах и пр.);

- обеспечивают смазку трущихся деталей;

- выполняют функции хладагента, отводя тепло от нагревающихся поверхностей узлов и деталей, либо являются теплоносителем, осуществляя нагрев гидросистемы до требуемой температуры и обеспечивая режим термостабилизации;

- предохраняют устройства гидропривода от воздействия влаги, коррозии;

- осуществляют консервацию устройств и привода в целом.

К рабочим жидкостям предъявляются различные требования, изложенные во многих публикациях [1, 2, 9, 11, 24, 25, 26, 30]. Разнообразие марок жидкостей обусловлено различными условиями применения в составе ГПС, вследствие чего для каждой группы рабочих жидкостей имеются стандарты

на их параметры. Многие свойства жидкостей должны быть хорошо известны читателю, поскольку они являются общефизическими и общетехническими. Однако есть и новые величины, а также особенности их трактовки, которыми следует пользоваться при рассмотрении работы гидро- и пневмомашин и аппаратов в гидросистемах различных объектов.

1. Давление — сила, действующая на плоскую поверхность единичной площади, нормально расположенную по отношению к вектору силы.

Давление принято обозначать малой латинской буквой «*p*». Давление измеряется в системе единиц СИ в паскалях: $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Наиболее употребительными производными единицами измерения давления являются килопаскали ($1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$), мегапаскали ($1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$), а также гигапаскали ($1 \text{ ГПа} = 10^9 \text{ Па}$). В технической системе единиц для измерения давления используются атмосферы ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98\,066 \text{ Па}$), в последнее время в обиход вводятся бары ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$). Для систем с низким давлением (как правило, оснащенных динамическими, в частности, лопастными насосами) — давление измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости (пересчет производится в соответствии с плотностью жидкости), в ряде физических приборов — в миллиметрах ртутного столба ($1 \text{ мм рт. ст.} = 133,322 \text{ Па}$) или в физических атмосферах ($1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101\,325 \text{ Па}$). В некоторых англоязычных странах (например, в США и Канаде) используется единица измерения давления 1 psi , равная действию одного фунта-силы на квадратный дюйм ($1 \text{ psi} = 6894,76 \text{ Па}$).

Как известно, давление может быть абсолютным, избыточным, вакуумметрическим и дифференциальным. В объемных гидроприводах чаще всего имеют место избыточные давления, хотя на отдельных участках системы могут быть давления и ниже атмосферного.

В объемном гидроприводе применяется следующая классификация давлений, имеющая большое значение для оценки работы привода, выполнения расчетно-проектных работ и экспертирования:

1. По точке и/или участку измерения давления различают:
 - напорное давление (в гидролинии, соединяющей источник гидроэнергии и гидравлическое устройство);
 - сливное (в гидролинии, соединяющей гидравлическое устройство с гидробаком или внешним пространством);
 - всасывающее (в гидролинии, соединяющей резервуар для хранения рабочего тела с источником гидроэнергии);
 - дренажное (в гидролинии, соединяющей гидроустройство с полостью практически неизменного низкого давления);
 - управляющее (в гидролинии, соединяющей источник гидравлического информационного сигнала с регулируемым с помощью этого сигнала гидравлическим устройством).
2. По значению, связанному с режимом работы системы (устройства) выделяют давление:
 - номинальное (согласно ГОСТ 12445-80 это наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм);
 - максимальное (давление, при котором допускается эксплуатация устройства с сохранением параметров в пределах установленных норм при оговоренном снижении ресурса);

– пиковое (давление, превышающее максимальное и возникающее и/или существующее короткое время, в течение которого не происходит нарушения работоспособности устройства и сохраняется полная работоспособность при снижении давления до номинального и/или максимального;

– гидропробы (давление, действию которого подвергаются устройства в течение определенного времени в соответствии с регламентом испытаний на прочность и герметичность);

– разрушающее (давление, при котором происходит изменение состояния и/или разрушение элементов устройства, делающее невозможным дальнейшую эксплуатацию в составе гидросистемы);

– статическое (давление, изменение которого за рассматриваемый период времени несущественно для функционирования гидравлического устройства);

– динамическое (давление, изменение которого за рассматриваемый период времени считается существенным для функционирования гидравлического устройства);

– остаточное (давление, значение которого сохраняется в течение оговоренного времени в определенных полостях гидроустройства (системы) после отключения источника энергопитания).

ГОСТ 12445-80 регламентирует строго определенные значения давлений, приведенные в прил.2. Эти значения следует выдерживать при разработке и эксплуатации гидро- и пневмосистем различных технических объектов (см. также [2, 11]).

2. Расход (подача) рабочего тела — количество рабочего тела, прошедшее через контрольное сечение гидро- или пневмоустройства за единицу времени.

Термин «подача» относится к источнику энергии, понятие «расход» — к потребителю, в том числе, к гидро- или пневмолинии. Расход и подачу рабочего тела, выполняющего функции энергопередачи, принято обозначать прописной латинской буквой «Q».

Расход (подача) могут быть массовыми (количество рабочего тела понимается как масса вещества) и объемными (количество рабочего тела — это объем, занимаемый жидкостью или газом). Для жидкостей, обладающих малой сжимаемостью, по умолчанию принято оперировать объемными расходами и подачами.

Согласно ГОСТ 13825-80 в гидроприводных системах, использующих жидкость с высоким модулем упругости (т.е. практически несжимаемую), расход и подача измеряются в л/мин. Данная размерность дает значения данного параметра в наиболее удобном числовом виде. Однако при расчетах использование такой размерности приводит к необходимости введения в формулы различных коэффициентов, что неудобно, а также повышает риск ошибки. Поэтому принято выполнять расчеты в системе единиц СИ, где расход и подача имеют единицу измерения м³/с. С достаточной для инженерной практики точностью можно принять, что 1 м³/с = 60 000 л/мин. ГОСТ 13825-80 регламентирует значения расхода (подачи) рабочего тела, приведенные в прил. 2.

3. Плотность, определяемая как количество вещества в единице объема, занимаемого данным веществом.

Данный показатель принято обозначать греческой буквой ρ , размерность плотности в системе единиц СИ — «кг/м³». Для оценки плотности той

или иной жидкости часто используется понятие относительной плотности — отношения плотности жидкости к плотности воды при температуре +4 °С. В промышленном гидроприводе чаще всего применяются минеральные масла, имеющие плотность меньше, чем у воды, ($\rho = 840 \div 950 \text{ кг/м}^3$). Поэтому их относительные плотности меньше единицы и обычно находятся в диапазоне

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_в} = 0,84 \div 0,95.$$

Практически часто важно знать не только абсолютное значение плотности (например, для оценки массы «сухой», т. е. без жидкости, и «мокрой», заполненной рабочей жидкостью), но и изменение плотности в результате варьирования важнейшими параметрами системы — давлением p и температурой t . Плотность несущественно возрастает с ростом давления и снижается при увеличении температуры (для газов аналогичные зависимости имеют совершенно другой вид).

4. Вязкость — свойство жидкости (газа) оказывать сопротивление при относительном перемещении (сдвиге) ее слоев.

Современная теория вязкости капельных жидкостей и газов основана на гипотезе Ньютона, связывающей касательное напряжение τ , возникающее между двумя параллельными слоями жидкости (газа) единичной площади, перемещающимися друг относительно друга со скоростью dv и расположенными на расстоянии dy (см. рис. 1.4) [1, 5]:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} = \mu \text{ grad } v_y, \quad (1.3)$$

где μ — абсолютная (так называемая динамическая) вязкость жидкости или газа.

Данная вязкость в системе единиц СИ имеет размерность «Па·с».

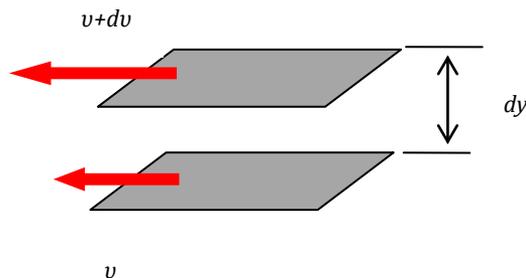


Рис. 1.4

Иногда используется размерность «пуаз» (П), связь которой с размерностью СИ такова: $1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Кроме абсолютной часто применяется понятие кинематической вязкости, обозначаемой греческой буквой ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.4)$$

Кинематическая вязкость в системе единиц СИ имеет размерность «м²/с», но часто применяется размерность в единицах Стокса (Ст) или в сантистоксах (сСт),

причем $1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ и, следовательно, $1 \text{ сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Кроме этих основных размерностей существует другие — в градусах и секундах Энглера ($^{\circ}\text{E}$), по шкале Сейболта ($^{\circ}\text{S}$), Редвуда ($^{\circ}\text{R}$) [1].

Вязкость жидкостей зависит от давления, незначительно возрастая с его увеличением (при сравнительно невысоких давлениях, характерных для работы гидросистем), и весьма существенно от температуры. Графики зависимостей $\nu(p, t)$ на рис. 1.5 иллюстрируют это положение.

Для минеральных масел, имеющих основное применение в силовых гидроприводных системах, обычно пользуются эмпирическими зависимостями, связывающими вязкость жидкости с давлением и температурой (соотношения (1.5)). Данные уравнения справедливы для давлений до 65 МПа и рекомендуемых температурных диапазонов применения указанных жидкостей.

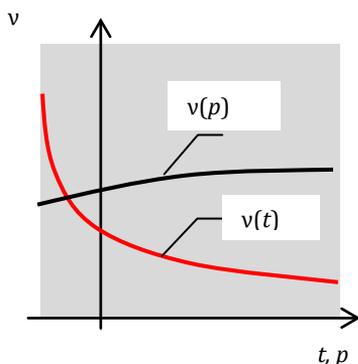


Рис. 1.5

При выполнении расчетов можно пользоваться расчетными формулами с уточненными значениями эмпирических констант или графиками, построенными для конкретных жидкостей, из справочников.

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t, ^{\circ}\text{C}} \right)^{n_t} ; \nu_p = \nu_0 (1 + k_p p^{n_p}), \quad (1.5)$$

где ν_t, ν_p — кинематическая вязкость жидкости при температуре $t (^{\circ}\text{C})$ и давлении p , ν_{50}, ν_0 — кинематическая вязкость жидкости при температуре $+50 ^{\circ}\text{C}$ и атмосферном давлении (избыточном давлении, равном нулю), n_t — эмпирический коэффициент, принимаемый равным в диапазоне $n_t = 1,8 \div 2,8$ в зависимости от типа жидкости (меньшие значения относятся к легким, более светлым сортам минеральных масел, большие — к темным, «тяжелым» сортам), n_p — эмпирический коэффициент, равный $n_p = 0,03 \div 0,45$, если давление измеряется в МПа, k_p — коэффициент, равный $k_p = 0,03 \div 0,04$.

Поскольку при работе гидропривода имеются потери, приводящие к нагреву системы, вязкость жидкости заметно снижается, что может привести к возрастанию объемных потерь. Поэтому часто используются всевозможные термостабилизаторы (обычно термоохладители — радиаторы), обеспечивающие работу гидроприводной системы в сравнительно неизменном температурном диапазоне. Понятно, что их установка повышает стоимость, массовые и габаритные показатели системы, т. е. снижает ее конкурентоспособность. Поэтому оптимизационные расчеты, направленные на минимизацию потерь энергии (нагрев системы при эксплуатации), имеют огромное значение.

5. *Сжимаемость* — свойство рабочего тела изменять свой объем (плотность) при изменении давления.

Сжимаемость не следует путать с текучестью жидкости, т. е. изменением формы, размеров рассматриваемого объема под воздействием каких-либо внешних условий. Капельные жидкости являются упругими телами, подчиняющимися до давлений 60 МПа с некоторым приближением закону упругой деформации Гука (знак «минус» означает уменьшение жидкостного объема с возрастанием давления) [1, 5, 24, 25]:

$$dp = -E_{\text{ж}} \frac{dV}{V}, \quad (1.6)$$

где dV — изменение первоначального объема V жидкости под действием изменения давления на величину dp , $E_{\text{ж}}$ — модуль упругости Гука для жидкости.

Модуль упругости жидкости не является постоянной величиной и характер его зависимости от давления определяется как физико-химическими свойствами жидкости, так и количеством растворенного в ней газа (подробнее см. в [1, 4, 7, 11, 24, 25]). Для деаэрированных жидкостей при давлениях от 0,4 до 380 МПа модуль упругости можно считать практически неизменным, что позволяет в большинстве практических расчетов полагать [1, 11]:

$E = 2000 \div 2100$ МПа для деаэрированной (лишенной воздуха) воды;

$E = 1350 \div 1480$ МПа для деаэрированного минерального масла;

$E = 1100 \div 1250$ МПа для жидких силиконов;

$E = 7000 \div 850$ МПа для жидких металлов.

Изменение давления жидкости приводит к деформации элементов конструкции гидравлических устройств. Многообразие схем, параметров и используемых материалов в конструкциях гидравлических устройств делает невозможным строго аналитический учет деформации конструктивных элементов и жидкости. Поэтому обычно применяются эмпирические соотношения, одно из которых для цилиндрического конструктивного объема представлено ниже [1, 7, 24]:

$$E = \frac{2E_{\text{ж}}E_{\text{ст}}\delta_{\text{ст}}}{E_{\text{ж}}D + 2E_{\text{ж}}\delta_{\text{ст}}}, \quad (1.7)$$

где $E_{\text{ст}}$ — модуль упругости материала стенки конструкции, D — внутренний диаметр цилиндрической полости, $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки полости.

Кроме уменьшения жесткости силовой гидросистемы снижение модуля упругости приводит к возрастанию так называемых условных утечек, обусловленных деформацией жидкости и стенок конструкции с жидкостью. Действительно, продифференцировав левую и правую части уравнения (1.6) по времени и выполнив несложные преобразования, получаем следующее выражение для расхода условных утечек $q_{\text{ус}}$:

$$\frac{dV}{dt} = q_{\text{ус}} = -\frac{V}{E} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (1.8)$$

Для устранения растворенного в жидкости газа (прежде всего — воздуха) используются различные способы (см., например, [1, 7]).

6. *Кавитационные свойства жидкостей* — способность выделения пузырьков растворенного газа из жидкости при понижении давления в потоке и исчезновения пузырьков в жидкости с ростом давления.

Явление кавитации достаточно подробно рассматривается в таких дисциплинах как «Механика жидкости и газа», «Термодинамика» и др. При увеличении скорости жидкости вследствие сужения проходного сечения давление в потоке падает. Если это давление становится ниже давления насыщенных паров жидкости p_n при данной температуре, то из жидкости начинает интенсивно выделяться находящийся в ней газ (воздух) в виде мельчайших пузырьков, которые могут существовать самостоятельно, а также при определенных условиях объединяться в пузыри более крупных размеров. Пузырьки газа увлекаются потоком жидкости и затем вновь попадают в зону, где скорость ниже, а давление возрастает. В результате пузырьки «схлопываются», при этом в зоне аннигиляции происходят сложные быстротекущие физико-химические процессы.

Кавитация вызывает разрушение стенок конструкций гидроаппаратов и машин, создает высокочастотный шум, в отдельных случаях — вибрацию машин и элементов аппаратуры. Меры по предотвращению кавитации подробно изложены в ряде публикаций (см., например, [1, 5, 7, 24, 25]).

7. Степень загрязненности жидкости — процентное отношение (массовое или объемное) количества загрязняющего вещества к количеству (массовому или объемному) жидкости

Уровень загрязненности жидкости является важнейшим показателем, в определяющей мере, влияющей на работоспособность гидравлических устройств. Статистика свидетельствует, что увеличение количества загрязняющих частиц (твердых и/или волокнистых) вдвое снижает ресурс работы устройства в $8 \div 10$ раз! Загрязнения поступают в рабочее тело как извне, так и в результате изнашивания поверхностей трущихся деталей самих гидравлических или пневматических устройств. Поэтому необходимым условием длительной бесперебойной работы ГПС является периодическая проверка чистоты рабочего тела с помощью счетчиков частиц загрязнений. Подробнее о классах загрязненности жидкости, способах обеспечения требуемой чистоты жидкости см. в [26].

Кроме рассмотренных выше основных свойств жидкости в ряде случаев могут оказаться весьма существенными и другие свойства — механическая и химическая стойкость жидкости, теплоемкость и теплопроводность, радиационная стойкость и др.

1.3. Особенности переноса энергии жидкостью в гидросистеме. Потери энергии. Работа источника гидроэнергии на сеть

Движение рабочей жидкости в ГПС происходит по различным трубам, каналам, щелевым пространствам и другим полостям. Согласно ГОСТ 17752-81 [15] для них используется единое обобщенное понятие: гидравлическая линия (в гидросистемах, гидроприводах) и пневматическая линия (применительно к пневмосистемам или пневмоприводам).

Гидролинией (пневмолинией) называется гидравлическое (пневматическое) устройство, предназначенное для перемещения рабочей среды или передачи энергии от одного гидроустройства (пневмоустройства) к другому.

В зависимости от функционального назначения гидро- или пневмолинии подразделяются на напорные, сливные, всасывающие, дренажные, управляю-

щие, заправочные (заливные), соединяющие емкость для хранения рабочего тела с его внешним хранилищем [7].

При движении рабочей среды от источника к потребителю часть энергии теряется на всевозможных сопротивлениях, которые вне зависимости от вида среды (жидкости или газа) принято называть гидравлическими. Обычно выделяют следующие основные потери [5]:

- по длине, которые обусловлены различными факторами трения (рабочей среды о стенки гидро- или пневмолиний, частиц жидкости или газа друг о друга) и при установившемся движении зависят от длины рассматриваемого участка гидро- или пневмолинии;

- на местных сопротивлениях, которые имеют место из-за сужения и сжатия потока рабочей среды, вихрей, изменения направления потока.

Физическая картина течения рабочего тела по длине и, особенно, на местных гидросопротивлениях весьма сложна, зависит от множества трудно учитываемых и, в ряде случаев, случайных факторов (изменения температуры, вибрации, содержания воздуха в жидкости, наличия загрязнений, электрических и/или магнитных полей и т. д.).

Даже в идеализированных расчетных случаях с локализованными гидросопротивлениями потери энергии на них зависят не только от геометрии и состояния поверхностей каналов, но и от режима течения. В свою очередь, характеристики режима движения жидкостей и, тем более, газообразной среды, зависят от потерь энергии на гидросопротивлениях проточного тракта. Поэтому подобные расчеты в ответственных случаях всегда носят итерационный характер.

В реальных ГПС, характеризующихся компактностью, обычно имеет место взаимовлияние гидросопротивлений друг на друга, что приводит к несправедливости известного и широко применяемого в научных исследованиях принципа суперпозиции (независимого проявления интересующих факторов и возможности их арифметического суммирования). Теоретическое рассмотрение гидро- и термодинамики течения рабочего тела для совокупности близко расположенных гидросопротивлений представляет настолько сложную задачу, что даже при допущении гипотетической возможности получения должного ответа, теряется практический смысл этой работы. Это связано с тем, что применяемый математический аппарат и прикладные программы расчета оказываются настолько сложными и громоздкими, а результат — настолько чувствительным к значениям используемых в моделях эмпирических констант, что часто проще и надежнее поставить прямой физический эксперимент. Кроме того, гидро- и термодинамическая картина течения существенно зависит от конструкции проточного тракта, где часто присутствуют подвижные стенки (всевозможные клапаны, золотниковые устройства и т. п.), уже отмечавшихся выше внешних факторов, часто не подлежащих учету, а также от режимов течения.

При рассмотрении течения сжатого газа (в пневмосистемах) наблюдающаяся термодинамическая картина становится еще более сложной. Поэтому для практического расчета потерь даже при достаточно развитой теории теоретического анализа параметров движущейся жидкости и/или газа, на практике:

- почти всегда применяются соотношения с эмпирически найденными значениями различных констант и коэффициентов сопротивлений, которые берутся из соответствующих справочников и т. п. материалов;

- в отдельных особо важных случаях реализуются итерационные алгоритмы расчета.

Ниже излагается обычно используемый на практике подход к определению потерь на различных сопротивлениях применительно к гидросистемам для тех участков (контуров), от которых в основном зависит энергоэффективность системы в целом. Как следует из приведенной выше классификации линий, это напорные, сливные и всасывающие линии. Для таких участков (гидролиний, местных гидросопротивлений) являются характерными значительные скорости движения рабочего тела, т. е. турбулентные режимы течения жидкости. Ламинарные режимы обычно имеют место во всевозможных управляющих, дренажных, заправочных линиях, не влияющих на потери энергии работающей системы.

Потери давления на i -м гидросопротивлении определяются по формуле [5, 7]:

$$\Delta p_i = \zeta_i \frac{\rho}{2} v_i^2 = \zeta_i \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{f_i^2}, \quad (1.9)$$

где ζ_i — коэффициент потерь на гидросопротивлении, f_i — площадь характерного проходного сечения гидросопротивления (для гидроаппарата или линии).

Значение ζ_i определяется по справочникам. Для участка гидролинии коэффициент может находиться по формуле:

$$\zeta_i = \lambda_i \frac{l_i}{d_i}, \quad (1.10)$$

где λ_i — гидравлический коэффициент трения жидкости о поверхность внутренней стенки гидролинии, который для гладких труб в приближенных расчетах принимается равным: $\lambda_i = 0,030 \div 0,045$, l_i , d_i — соответственно длина и внутренний (геометрический) диаметр трубы (для сравнительно редких случаев исполнения гидролиний, форма проходного сечения которых имеет форму, отличную от круглой, используется понятие условного диаметра D_y).

В *прил. 3* указаны значения шероховатостей труб в зависимости от условий эксплуатации и критических чисел Рейнольдса для различных местных сопротивлений.

Вследствие известной связи среднеэпюрной скорости жидкости с расходом через характерное сечение при справедливости уравнения неразрывности имеем более удобную формулу для нахождения потерь давления:

$$\Delta p_i = R_i Q_i^2, \quad (1.11)$$

где R_i — коэффициент, характеризующий потери энергии на i -м гидросопротивлении, Q_i — расход жидкости через i -е гидросопротивление.

Для системы из последовательно соединенных I гидросопротивлений при отсутствии их взаимовлияния расход Q через всю систему равен расходу через каждое сопротивление, а потери давления являются суммой всех составляющих потерь давления, т. е.:

$$Q_i = Q; \Delta p = Q^2 \sum_{i=1}^I R_i = Q^2 R_3^{-i}, \quad (1.12)$$

где R_3^{-i} — коэффициент эквивалентного гидросопротивления для нескольких последовательно установленных гидросопротивлений.

Система из двух параллельно установленных гидросопротивлений характеризуется равными потерями давления на каждом сопротивлении, а расход через данную систему есть сумма составляющих расходов:

$$Q = \sum_{i=1}^2 Q_i ; \Delta p = \Delta p_i . \quad (1.13)$$

Коэффициент эквивалентного гидросопротивления R_3^{\equiv} для двух параллельных сопротивлений определяется на основании следующих соотношений:

$$Q = Q_1 + Q_2 ; Q_i = \sqrt{\frac{\Delta p}{R_i}} ,$$

откуда $Q = \sqrt{\frac{\Delta p}{R_1}} + \sqrt{\frac{\Delta p}{R_2}}$ и, следовательно, $Q^2 = \frac{\Delta p}{R_1} + 2\Delta p \sqrt{\frac{1}{R_1 R_2}} + \frac{\Delta p}{R_2}$.

Тогда связь между суммарным расходом жидкости через два параллельных гидросопротивления и перепадом давлений на данной системе есть:

$$\Delta p = \frac{Q^2}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{2}{\sqrt{R_1 R_2}} + \frac{1}{R_2} \right)} = \frac{Q^2}{R_3^{\equiv}} , \quad (1.14)$$

где

$$R_3^{\equiv} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + 2\sqrt{R_1 R_2} + R_2} . \quad (1.15)$$

Очевидно, что в случае большего числа параллельно установленных гидросопротивлений они всегда могут быть представлены в виде известного числа пар параллельных сопротивлений или сочетания «пара сопротивлений — одиночное гидросопротивление».

Общий алгоритм расчета потерь давления на произвольной системе гидросопротивлений (по длине и местных) заключается в следующем:

- вся рассматриваемая совокупность гидролиний и устройств расчленяется на участки, каждый из которых содержит только последовательно или параллельно соединенные гидросопротивления;
- применительно к каждому участку по приведенным выше формулам рассчитываются коэффициенты эквивалентных гидросопротивлений;
- составляется расчетная схема прохождения жидкости, состоящая только из эквивалентных гидросопротивлений;
- с использованием формул для последовательно или параллельно установленных эквивалентных гидросопротивлений определяется общее эквивалентное сопротивление системы.

В результате замены исходной системы гидросопротивлений на единственное эквивалентное имеем существенное упрощение гидравлической системы. Эта упрощенная (эквивалентная) схема и найденные значения коэффициента эквивалентного гидросопротивления далее используются для энергетического расчета системы «источник гидропитания — потребитель гидравлической энергии».

- Последовательность расчета такой системы заключается в следующем:
- на плоскости с координатами «подача источника гидроэнергии (расход жидкости) — давление в напорной гидролинии источника» строится характеристика источника гидросистемы;
 - на эту же плоскость наносится характеристика гидравлической сети (зависимости от расхода жидкости потерь давления в системе гидросопротивлений с учетом различия в геометрических высотах расположения отдельных сопротивлений и/или линий);
 - анализируется возможность работы гидравлической системы с такими характеристиками источника и системы потребления гидроэнергии (наличие точек пересечения характеристик);
 - при отсутствии точек пересечения совместная работа источника и потребителя гидроэнергии невозможна и расчет прекращается;
 - при наличии точек пересечения устанавливается число таких точек, характер изменения характеристик вблизи точек, делается вывод об устойчивости режима работы;
 - в случае необходимости вносятся изменения в структуру и/или параметры гидросистемы для обеспечения устойчивости совместной работы и/или требуемого режима по давлениям и/или расходам.

1.4. Задачи

Задача 1.1. Для охлаждения рабочей жидкости (минерального масла) гидросистемы работа в гидробак системы установлен водяной радиатор, представляющий собой змеевик, по которому циркулирует хладагент — пресная вода плотностью $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$. Циркуляцию хладагента обеспечивает насос (Н), как показано на рис. 1.6.

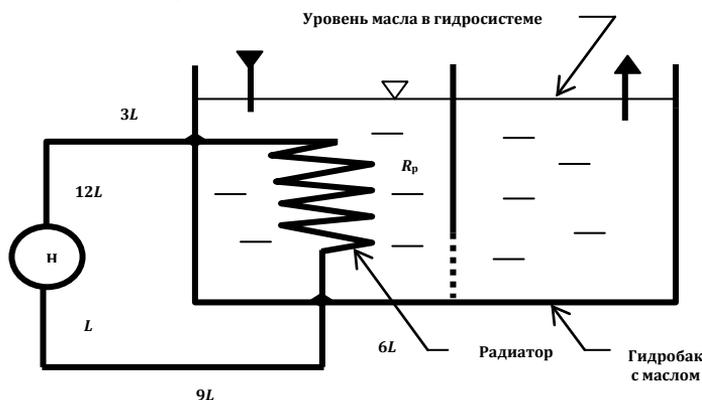


Рис. 1.6

Известно, что гидравлическое сопротивление радиатора гидросистемы составляет $R_p = 6 \cdot 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$, коэффициент трения воды о стенки трубопроводов системы охлаждения равен $\lambda = 0,04$, характерная длина отрезка трубопровода составляет $L = 1,5 \text{ м}$, допустимая скорость движения воды в трубах системы охлаждения назначена в зависимости от давления на соответствующем участке и составляет $v_n = 2,5 \text{ м/с}$ для напорного и $v_{\text{сл}} = 1,2 \text{ м/с}$ для сливного (всасывающего) участков. Подача насоса неизменна и равна $Q_n = 10 \text{ л/мин}$.

Пренебрегая потерями энергии на изгибах трубопроводов и считая режим течения хладагента турбулентным, определить:

- диаметры напорного и сливного (всасывающего) участков трубопроводной системы;

- разность давлений на выходном (напорном) и входном (всасывающем) патрубках насоса, а также выходную (гидравлическую) мощность насоса;

- потребную мощность приводящего электродвигателя насоса и потребную входную (электрическую) мощность электродвигателя, если полный коэффициент полезного действия (КПД) насоса равен $\eta_n = 0,35$, а электродвигателя $\eta_\varepsilon = 0,75$;

- стоимость электроэнергии для эксплуатации системы охлаждения в течение года (количество рабочих дней в году принимается равным $z_d = 312$), если оплата производится по тарифу 0,1 у.е./ (кВт·ч) при трехсменной ежедневной работе робота.

Задача 1.2. Для комплектации системы охлаждения робота, рассмотренной в задаче 1.1, необходимо приобретение и установка электронасосного агрегата. Компоновка данного агрегата традиционная и представляет собой размещенные на единой раме (основании) насос и приводной электродвигатель, валы которых соединены через механическую муфту. От пяти фирм — производителей таких агрегатов поступили предложения с характеристиками изделий, указанными в *табл. 1.1*.

Таблица 1.1

Фирма	Основные характеристики электронасосных агрегатов				
	Q_n , л/мин	η_ε	η_n	$C_{з.а}$, у.е.	T , ч
1	10	0,78	0,55	120	6000
2	10	0,70	0,30	80	5000
3	10	0,82	0,40	150	10 000
4	10	0,85	0,45	200	15 000
5	10	0,92	0,62	280	12 000

В *табл. 1.1* приняты следующие обозначения величин: Q_n — подача насоса, η_ε , η_n — соответственно полный КПД электродвигателя и насоса, $C_{з.а}$ — закупочная цена агрегата, T — ресурс непрерывной работы агрегата.

Полагая, что закупочная цена всего остального гидрооборудования (приобретаемого отдельно) составляет $C_{з.о} = 120$ у.е., стоимость монтажа, отладки и ввода в эксплуатацию системы охлаждения равна $C_m = 280$ у.е., а стоимость электроэнергии находится из расчета 0,1 у.е./ (кВт·ч), определить:

- при каком сроке эксплуатации системы охлаждения для трехсменного режима (измеряемого в сутках) целесообразна комплектация системы агрегатами фирмы 1 и 2?

- суммарные затраты на приобретение и эксплуатацию системы охлаждения в течение 1 года, 5-и лет и 10-и лет работы робота, если количество рабочих дней в году принимается равным 312, убытки от простоя оборудования при замене агрегатов не учитываются, а стоимость монтажа нового электронасосного агрегата равна половине стоимости монтажа всей установки;

- что изменится в решении задачи (по предыдущим двум пунктам), если учесть накопление средств на банковском счету предприятия, где установлен робот, полагая, что необходимая сумма для оплаты энергии уже имеется на счету к началу финансового года, банк дает капитализацию средств в размере 8 % годовых, а оплата энергии выполняется ежемесячно?

Задача 1.3. Расчет затрат на изготовление установки для охлаждения рабочей жидкости гидросистемы промышленного робота с найденными в результате решения задачи 1.1 и различными диаметрами напорного и всасывающего (сливного) участков, показал, что себестоимость одного изделия составит 350 у.е.

Если же для унификации системы использовать трубопроводы одного диаметра, равного диаметру всасывающей гидролинии, значение которого было определено при решении задачи 1.1, себестоимость возрастет и станет равной 470 у.е. В то же время бóльшие значения диаметра напорного трубопровода должны привести к меньшему гидравлическому сопротивлению этого участка системы и, следовательно, к меньшим затратам на оплату электроэнергии.

Выполнив необходимые технико-экономические расчеты, определите целесообразность такой унификации, если срок эксплуатации системы в трехсменном непрерывном режиме составляет 1 год, 2 года, 5 лет.

Задача 1.4. При эксплуатации системы охлаждения рабочей жидкости гидросистемы промышленного робота, выполненной по замкнутой схеме циркуляции хладагента (см. рис. 1.6), было установлено, что из-за утечек жидкости через уплотнения вала насоса (Н) имеет место проникновение (подсасывание) воздуха через это уплотнение в тракт системы, на полу образуются лужи, грязь, которая затем разносится по цеху. Тем самым возникает необходимость периодической проверки системы, контроля уплотнений вала насоса, иногда остановка системы для устранения подтеканий жидкости, проведения соответствующих регламентных работ по обслуживанию и пр. В результате возрастают эксплуатационные затраты на обслуживание системы. Однако основной недостаток заключается в том, что любая остановка робота приводит к невыпуску продукции, т. е. большим убыткам, существенно превышающим стоимость системы охлаждения.

Поэтому было принято решение модернизировать систему охлаждения, устранив замкнутый контур циркуляции хладагента. В результате получилось схемное решение, показанное на рис. 1.7.

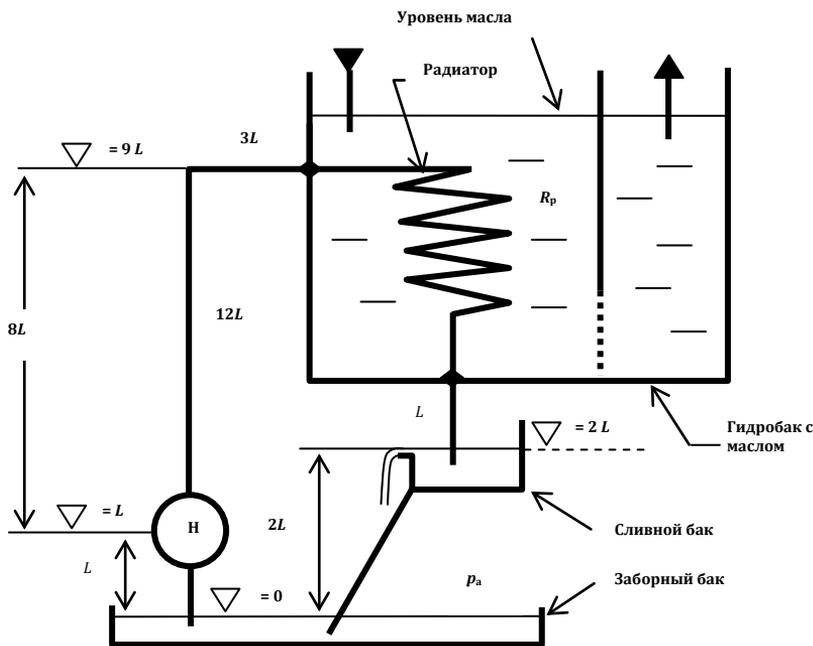


Рис. 1.7

Как следует из данного рисунка, система охлаждения имеет два бака. Из первого (заборного) открытого бака Б1, расположенного внизу, хладагент (пресная вода) поступает по всасывающему трубопроводу в насос. Пройдя через радиатор, жидкость сливается в сливной открытый бак Б2, откуда самооттеком переливается в Б1. Утечки жидкости из насоса сливаются в Б1, все трубопроводы в работающей системе заполнены хладагентом, при герметично выполненном всасывающем трубопроводе подсос воздуха в систему исключено, а роль обслуживающего персонала сводится к редкому контролю уровня жидкости в заборном баке.

Нивелирные (геометрические) высоты соответствующих частей системы и длины трубопроводов показаны на *рис. 1.7*. Размеры насоса пренебрежимо малы по сравнению с характерной длиной L . Давление p_a на открытых поверхностях баков равно атмосферному, потерями на входе жидкости во всасывающий трубопровод допустимо пренебречь.

Для условий задачи 1.1, касающихся гидросопротивления радиатора, допустимых скоростей жидкости в трубопроводах, плотности хладагента, длины L , шероховатости стенок труб, подачи насоса, КПД насоса и приводного электродвигателя, тарифа на оплату электроэнергии, а также режима эксплуатации рассчитать требуемые параметры и характеристики системы.

Кроме того, необходимо:

- определить давление на плоскости всасывающего патрубка насоса;
- определить допустимый температурный диапазон эксплуатации системы по критерию отсутствия кавитации во всасывающем патрубке.

Решить данную задачу для условий задачи 1.3, если себестоимость системы с разными диаметрами напорного и сливного участков составляет 450 у.е., а с одинаковыми диаметрами, равными диаметру всасывающего трубопровода — 540 у.е.

Задача 1.5. Для охлаждения рабочих жидкостей (минеральных масел различного вида) двух разных гидросистем промышленного робота предложено установить два отдельных жидкостных радиатора (по одному на каждый гидробак), циркуляцию хладагента в которых должен обеспечить один насос по схеме, изображенной на *рис. 1.8*. Нивелирные отметки расположения по высоте соответствующих трубопроводов и уровней хладагента в баках обозначены знаками « \times ». Вентиль обеспечивает пополнение заборной емкости жидкостью.

Считаются известными следующие параметры системы циркуляции хладагента: гидросопротивления первого и второго радиаторов системы ($R_{p1} = 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$, $R_{p2} = 5 \cdot 10^{13} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$), коэффициент трения хладагента о стенки трубопроводов $\lambda = 0,03$, плотность хладагента $\rho_{ж} = 1200 \text{ кг}/\text{м}^3$, характерная длина участка трубопровода $L = 1,3 \text{ м}$ (на основании которой также размечены и нивелирные высоты), допустимая скорость движения хладагента во всасывающей гидролинии насоса $v_{вс} = 1,2 \text{ м}/\text{с}$, в напорных гидролиниях (от насоса до радиаторов) $v_n = 3 \text{ м}/\text{с}$ и в гидролиниях слива (от радиаторов до приемной емкости хладагента) $v_{сл} = 1,8 \text{ м}/\text{с}$. Подача насоса (H) неизменна и составляет $Q_n = 38 \text{ л}/\text{мин}$, давление на открытой поверхности хладагента в заборной и приемной емкостях — атмосферное.

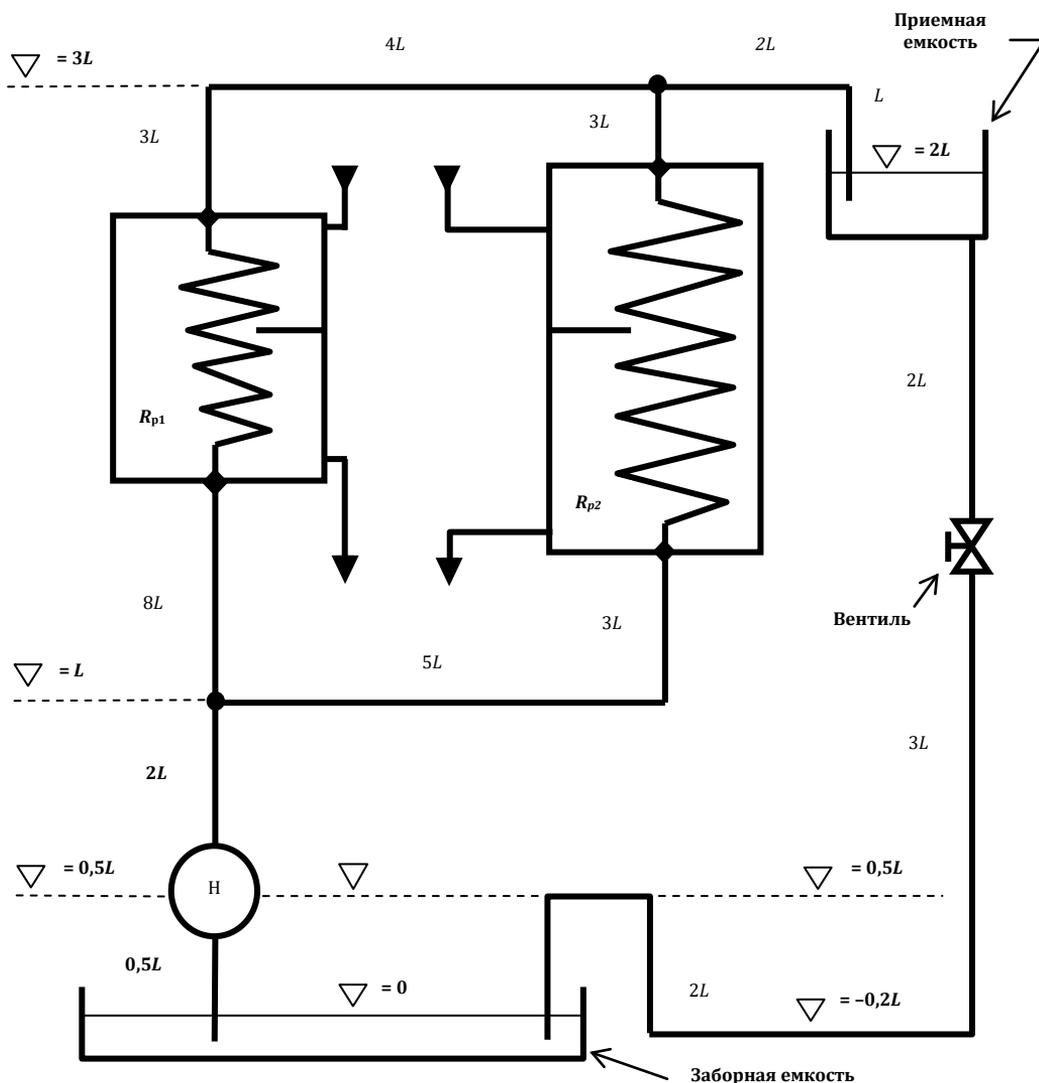


Рис. 1.8

Пренебрегая потерями энергии на изгибах трубопроводов, на входе жидкости во всасывающий трубопровод из бака, выходе жидкости из сливной гидролинии в бак и полагая режим течения хладагента развитым турбулентным, определить:

- диаметры напорных, сливных и всасывающего трубопроводов;
- расходы хладагента через каждый радиатор;
- давление на всасывающем патрубке насоса;
- потребное напорное давление и выходную (гидравлическую) мощность насоса;
- стоимость эксплуатации установки в трехсменном режиме работы за год (312 рабочих дней), оцениваемую по затратам на оплату электроэнергии, если КПД насоса равен 35 %, КПД приводного электродвигателя равен 78 %, при тарифе 0,1 у.е./кВт·ч).

Задача 1.6. Для подачи жидкости плотностью $\rho_{\text{ж}} = 1100 \text{ кг/м}^3$ в сопло инструмента промышленного робота применена установка, схема которой показана на *рис. 1.9*. После воздействия струи, выходящей из сопла со значительной скоростью, на обрабатываемую деталь, жидкость сливается «самотеком» по наклонному пандусу обратно в бак, где отстаивается, очищается от загрязнений, деаэрируется и регенерируется, после чего вновь поступает по всасывающей гидролинии в насос.

Расход жидкости, поступающей в сопло, регулируется вентилем, гидравлическое сопротивление которого может меняться в зависимости от настройки в пределах от $R_{\text{В}}^{\text{min}} = 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$ до $R_{\text{В}}^{\text{max}} = 10^{14} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$. Гидросопротивление сопла составляет $R_{\text{С}} = 5 \cdot 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$, а диаметр выходного отверстия сопла $d_{\text{с}} = 1,5 \text{ мм}$, коэффициент трения жидкости о стенки трубопроводов равен $\lambda = 0,03$, длина характерного участка трубопровода $L = 1,2 \text{ м}$, внутренний диаметр напорного трубопровода (от насоса до сопла включительно) $d_{\text{н}} = 12 \text{ мм}$, всасывающего трубопровода $d_{\text{вс}} = 25 \text{ мм}$. Геометрические (нивелирные) высоты расположения оси сопла и насоса относительно уровня жидкости в баке, принимаемого в качестве нулевого, показаны на *рис. 1.9*. Давление на поверхности жидкости в баке является атмосферным.

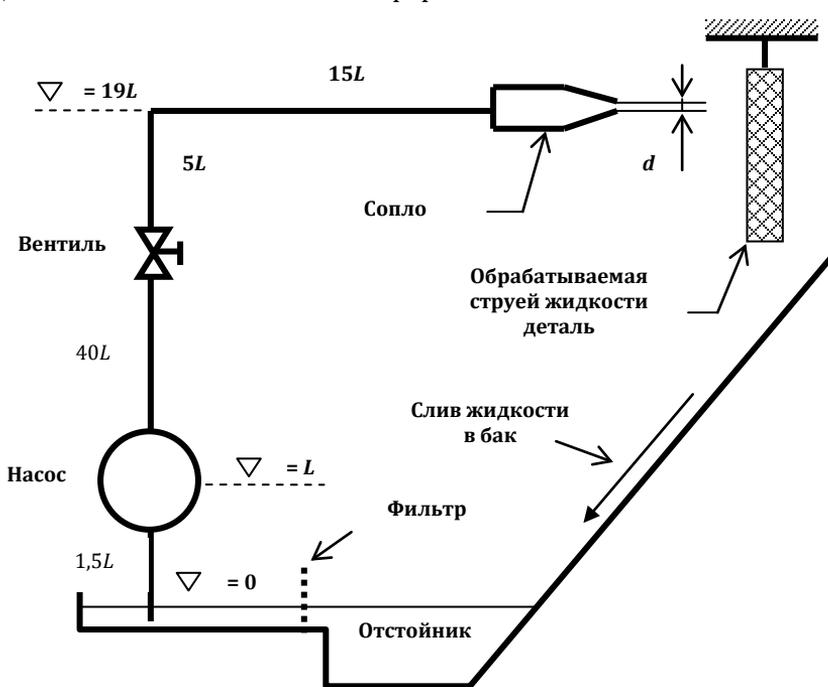


Рис. 1.9

Характеристика насоса (зависимость напорного давления $p_{\text{н}}$ от подачи $Q_{\text{н}}$) может быть аппроксимирована следующей зависимостью:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{н}}^{\text{max}} - K_{\text{н}} Q_{\text{н}}^2,$$

где $p_{\text{н}}^{\text{max}}$ — давление насоса при $Q_{\text{н}} = 0$, равное $p_{\text{н}}^{\text{max}} = 12,5 \text{ МПа}$; $K_{\text{н}}$ — коэффициент характеристики насоса, составляющий $K_{\text{н}} = 8 \cdot 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$.

Пренебрегая потерями энергии жидкости на изгибах трубопроводов, на переходе от трубопровода к соплу, потерями на входе жидкости во всасывающий трубопровод насоса, считая режимы течения жидкости турбулентными, для минимального и максимального гидросопротивлений вентиля определить:

- подачу, напорное давление насоса (замеряемое на выходном патрубке гидромашины), давление на всасывающем патрубке насоса;
- скорость выхода струи жидкости из сопла;
- гидравлическую мощность насоса, а также мощность приводного электродвигателя, если КПД насоса неизменен по режимам работы установки и равен 32 %;
- стоимость электроэнергии при трехменной эксплуатации установки в течение года (312 рабочих дней) при тарифе 0,08 у.е./кВт·ч, если полный КПД электродвигателя составляет 75 %.

В ходе кампании по модернизации установленного в цехе гидрооборудования по соображениям унификации и удешевления установки было принято решение принять диаметры всасывающего и напорного трубопроводов одинаковыми, равными 12 мм, а вместо специальной дорогостоящей жидкости, имеющей благодаря специальным присадкам хорошие антикавитационные и антикоррозионные свойства, применить обычную пресную воду. Выполнив необходимые расчеты, установите:

- сохранится ли после такой модернизации работоспособность установки, если в установившемся режиме ее функционирования температура воды, находящейся в баке, равна +50 °С?
- если работоспособность установки будет нарушена, какие изменения в ней следует реализовать, чтобы восстановить функционирование (длины трубопроводов и нивелирные высоты изменению не подлежат);
- до каких максимальных температур может быть доведена температура жидкости (воды), чтобы не возникало кавитации на всасывающем патрубке насоса?

Для обеспечения мобильности гидроструйной обработки деталей в данной установке рассматривается возможность объединения в один переносной модуль насоса, вентиля и сопла, соединив их короткими и жесткими трубопроводами с внутренним диаметром 12 мм (длина трубопроводов может считаться пренебрежимо малой). Подачу жидкости из бака в насос предполагается обеспечить гибким рукавом с внутренним диаметром 25 мм и длиной 50 м. В каком диапазоне по высоте размещения такого переносного модуля относительно бака возможна работа установки, если диапазон температур воды находится в пределах от +15 до +90 °С?

Задача 1.7. При комплектации установки, рассмотренной в задаче 1.6 (исходный вариант до модернизации), установлена ее сметная стоимость, включающая затраты на закупку необходимого оборудования, монтаж, регулировку, оформление документации и ввод систему в эксплуатацию. В качестве исполнителей по данной работе представлены три конкурирующие фирмы-поставщики данных изделий. Характеристики оборудования фирм показаны в *табл. 1.2.*

Таблица 1.2

Фирма	Основные характеристики гидрооборудования							
	Электронасосный агрегат				Сопло		Прочее оборудование	
	η_n	$\eta_э$	$C_{з.а}$, у.е.	T_a , ч	$C_{з.с}$, у.е.	T_c , ч	$C_{з.п}$, у.е.	T_o , ч
1	0,32	0,75	250	1500	5	200	450	5000
2	0,65	0,80	1 800	25 000	15	800	850	25 000
3	0,40	0,85	850	3 000	8	300	500	8 000

В табл. 1.2 приняты следующие обозначения величин: η_n , $\eta_э$ — соответственно КПД насоса и электродвигателя агрегата; $C_{з.а}$, $C_{з.с}$, $C_{з.п}$ — закупочные цены агрегата, сопла и прочего оборудования (вентиль, система трубопроводов, бак, фильтр и пр.); T_a , T_c , T_o — ресурсы соответственно электронасосного агрегата, сопла и прочего оборудования.

Полагая, что стоимость монтажных, регулировочных работ, оформления документации и получения права на эксплуатацию установки для всех вариантов комплектации составляет 35 % от закупочной цены оборудования (устанавливаемого первоначально и при замене), пренебрегая убытками от простоя оборудования при замене выработавших свой ресурс изделий, исходя из оплаты за электроэнергию по тарифу 0,1 у.е./кВт·ч, следует установить:

– критерий и получить формулу технико-экономической целесообразности различных предложенных вариантов комплектации установки в зависимости от времени ее функционирования, тарифов на оплату электроэнергии, затрат на приобретение оборудования и с учетом его ресурса;

– какой вариант комплектации предпочтителен, если эксплуатация установки предполагается в непрерывном трехсменном режиме в течение 1 года (312 рабочих дней), 5-и лет и 10-и лет?

– суммарные затраты и рассчитать экономический эффект (в абсолютных цифрах и в относительном процентном отношении) от эксплуатации установки в течение указанных выше сроков для всех трех вариантов комплектации.

Решить задачу с учетом ежемесячной оплаты электроэнергии с банковского счета, если начальная сумма равна затратам на данную оплату, из расчета ежемесячной капитализации вклада в размере 0,8 %.

Задача 1.8. Для очистки поверхности заготовок от окалины, грязи, песка, ржавчины и других загрязнений используется промышленный робот, оснащенный пескоструйной установкой, схема которой показана на рис. 1.10. Как следует из этого рисунка, в состав установки входит электронасосный агрегат с насосом (Н) постоянной подачи $Q_n = 60$ л/мин, который подает водомасляную эмульсию плотностью $\rho_ж = 950$ кг/м³ по напорным трубопроводам с внутренним диаметром $d_T = 12$ мм к верхнему и нижнему соплам, находящимся на различной высоте (нивелирные отметки показаны на рисунке). Гидравлическое сопротивление каждого сопла равно $R_c = 10^{13}$ Нс²/м⁸, диаметр выходного отверстия сопла составляет $d_c = 1,5$ мм.

Жидкость, выходящая из сопел со значительной скоростью, эжектирует сухой песок (сыпучий абразивный порошок), поступающий из бункеров, после чего жидкостно-песчаная смесь бьет по поверхности заготовок, очищая их от всевозможных загрязнений. Затем смесь сливается «самотеком» по наклонному пандусу в отстойник, проходит фильтрацию, после чего чистая жидкость деаэрируется и направляется во всасывающий трубопровод насоса, а отделенный

и имеющий слипшиеся куски абразив высушивается, размельчается до сыпучего (пескообразного) состояния и вновь загружается в бункеры.

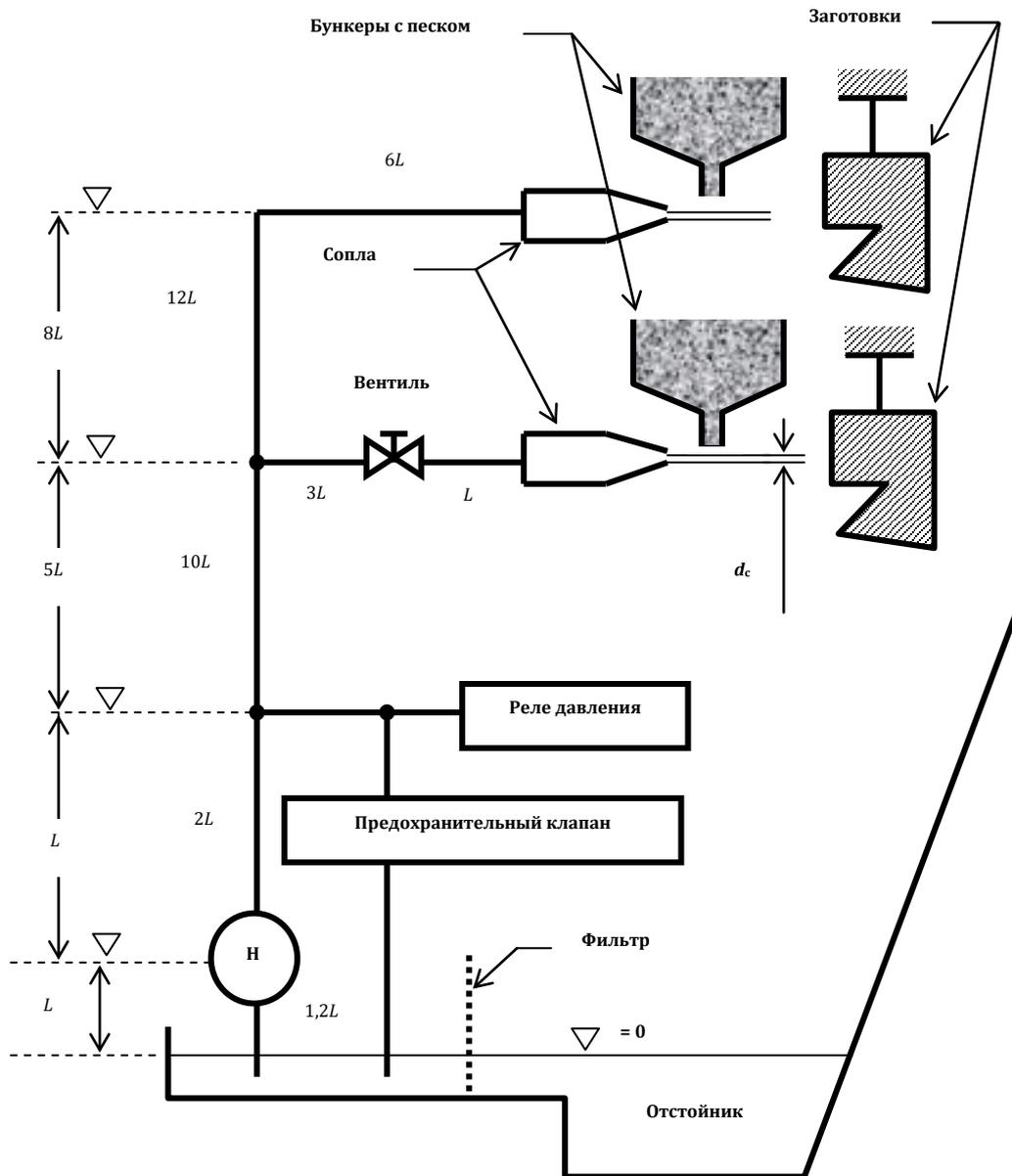


Рис. 1.10

Для обеспечения равного расхода жидкости через сопла в трубопроводе нижнего сопла установлен вентиль, гидравлическое сопротивление которого может меняться в известных пределах. Характерная длина трубопроводного участка составляет $L = 1,5$ м, коэффициент трения жидкости о стенки трубопроводов равен $\lambda = 0,03$, внутренний диаметр всасывающего трубопровода равен $d_{вс} = 32$ мм.

Реле давления, установленное в напорной гидролинии насоса, срабатывает при полном засорении одного из сопел, а предохранительный клапан

необходим для защиты электронасосного агрегата от повышенного давления при засорении обоих сопел.

Полагая режим течения жидкости турбулентным, пренебрегая потерями энергии жидкости на изгибах трубопроводов, определить:

– гидросопротивление вентиля, необходимое для обеспечения равной скорости истечения жидкости из сопел;

– давление в напорной гидролинии насоса, при котором должно срабатывать реле давления установки;

– давление, на которое следует настроить предохранительный клапан установки;

– скорости истечения жидкости из сопел при нормальной работе установки, а также при засорении одного из сопел;

– выходную (гидравлическую) мощность насоса, потребную мощность электродвигателя, приводящего во вращение вал насоса, а также потребляемую (электрическую) мощность установки при расчетном режиме ее эксплуатации, если полный КПД насоса равен 45 %, электродвигателя 85 %.

Решить задачу для комплектации установки насосом, характеристика которого (зависимость напорного давления p_H от подачи Q_H) может быть аппроксимирована следующей зависимостью:

$$p_H = p_H^{\max} - K_H Q_H^2,$$

где p_H^{\max} — давление насоса при $Q_H = 0$, равное $p_H^{\max} = 10$ МПа; K_H — эмпирический коэффициент характеристики насоса, составляющий $K_H = 10^{12}$ Нс²/м⁸.

Задача 1.9. В рамках кампании по модернизации установки, рассмотренной в задаче 1.8, была упрощена схема за счет устранения вентиля нижнего сопла.

Требуется определить:

– скорости истечения струй жидкости из сопел;

– необходимость изменения регулировки реле давления и предохранительного клапана установки;

– выходную мощность насоса, потребную мощность приводного электродвигателя при расчетном режиме эксплуатации установки.

Требуется решить задачу для насоса, имеющего неизменную подачу, а также для насоса, подача которого зависит от напорного давления.

Задача 1.10. Обработка поверхностей заготовок производится затопленными струями специальной жидкости на установке, схема которой показана на рис. 1.11.

Регулирование уровня жидкости в системе осуществляется за счет перепуска самотеком части жидкости из технологической ванны по желобу — правой наклонной стенке бака обратно в бак. Известны следующие параметры установки: плотность жидкости $\rho = 1250$ кг/м³, длина характерного участка трубопровода $L = 0,5$ м, внутренний диаметр каждого участка напорного трубопровода $d_H = 12$ мм, коэффициент трения жидкости о стенки трубопроводов $\lambda = 0,04$, внутренний диаметр всасывающего трубопровода $d_{вс} = 28$ мм, диаметр выходного отверстия сопла $d_c = 1,8$ мм, гидросопротивление каждого сопла составляет $R_c = 6 \cdot 10^{12}$ Нс²/м⁸. Подача насоса неизменна и равна $Q_H = 80$ л/мин, давление на свободных поверхностях бака и ванны атмосферное. Реле давления

должно срабатывать при полном засорении одного из сопел, а предохранительный клапан открываться, если произойдет полная закупорка обоих сопел.

Пренебрегая экранным эффектом поверхностей заготовок на затопленные струи жидкости, потерями энергии жидкости на изгибах трубопроводов, на переходе от трубопровода к соплу и считая режимы течения жидкости турбулентными, определить:

- напорное давление насоса (замеряемое на выходном патрубке гидромашины), давление на всасывающем патрубке насоса (H);
- расходы жидкости через сопла и скорость выхода струи жидкости из каждого сопла;
- гидравлическую мощность насоса, а также мощность приводного электродвигателя, если КПД насоса неизменен по режимам работы установки и равен 32 %;
- стоимость электроэнергии при трехсменной эксплуатации установки в течение года (312 рабочих дней) при тарифе 0,06 у.е./кВт·ч, если КПД электродвигателя составляет 75 %.

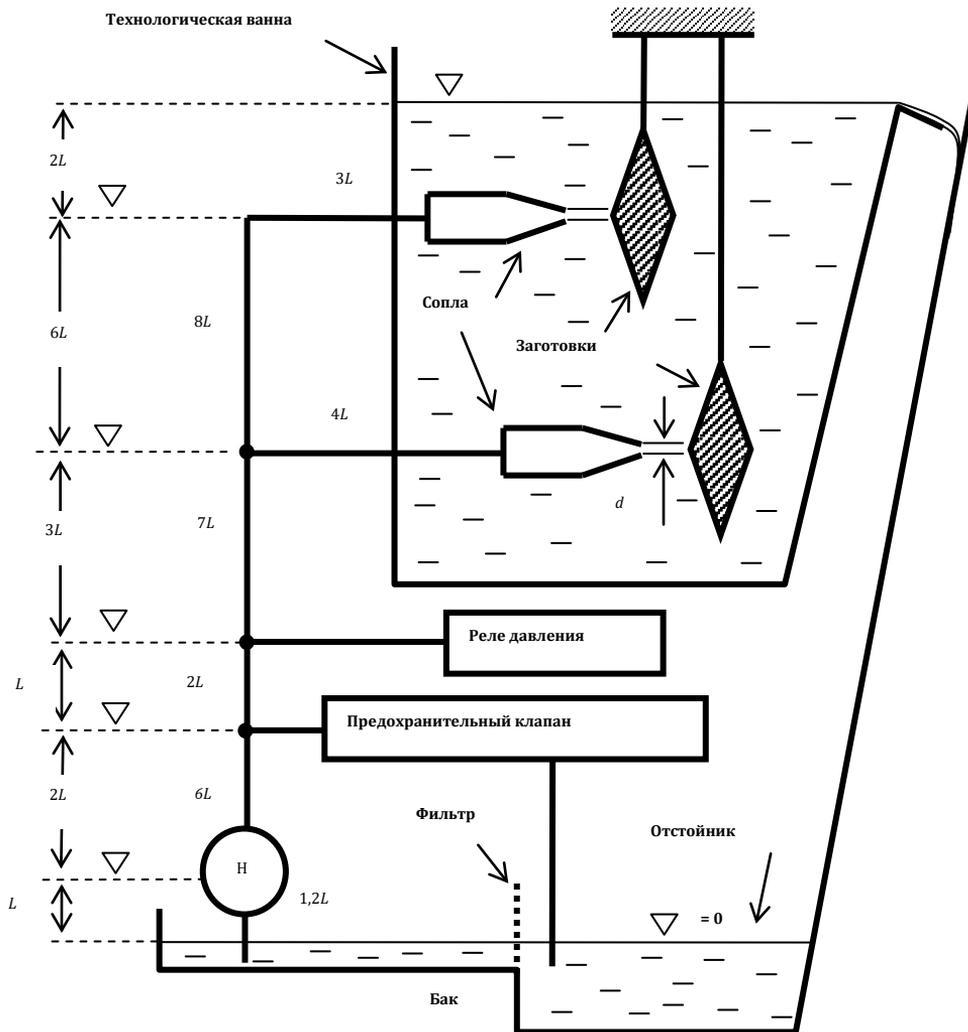


Рис. 1.11

Решить задачу при комплектации установки насосом, характеристика которого (зависимость подачи Q_H от напорного давления p_H) может быть аппроксимирована следующей зависимостью:

$$Q_H = Q_H^{\max} - K_q p_H,$$

где Q_H^{\max} — подача насоса при $p_H = 0$, равная $Q_H^{\max} = 0,00167 \text{ м}^3/\text{с}$; K_q — эмпирический коэффициент характеристики насоса, составляющий $K_q = 10^{-10} \text{ м}^5/\text{Нс}$.

Задача 1.11. Для размывания породы в шахте использована гидроструйная установка, состоящая из насоса Н, подающего под давлением p_H пресную воду ($\rho = 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$) по гибкому рукаву высокого давления (шлангу) с внутренним диаметром $D_{\text{ш}} = 50 \text{ мм}$ к брандспойту с внутренним диаметром сопла $d_c = 15 \text{ мм}$ (рис. 1.12). По мере размывания породы оператор с брандспойтом перемещается от исходной точки, находящейся на расстоянии $L_{\text{нач}} = 32 \text{ м}$ от насоса, к конечной, удаленной от насоса на $L_{\text{кон}} = 120 \text{ м}$. Поэтому шланг свернут в бухту (намотан в один ряд на цилиндрический барабан) с диаметром $D = 0,56 \text{ м}$. В барабане размещено специальное устройство (коллектор), через которое вода подается в шланг при его разматывании. По мере удаления оператора от насоса шланг сматывается с барабана и, таким образом, максимальному удалению оператора от насоса соответствует «пустой» барабан.

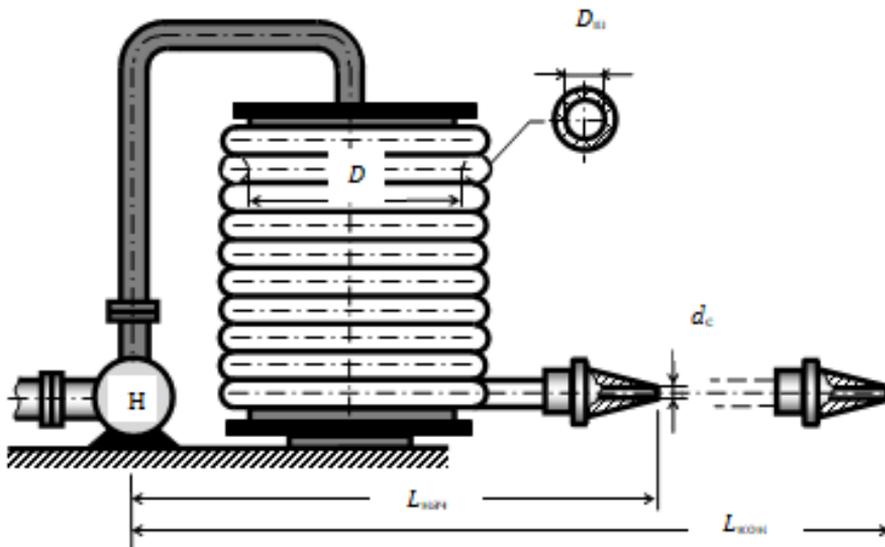


Рис. 1.12

Потери давления в выходной (напорной) гидрوليнии насоса и коллекторе характеризуются эквивалентным коэффициентом $\xi_{\text{н.к}} = 0,1$, потери давления в брандспойте — коэффициентом $\xi_c = 0,06$, прохождение жидкости через каждый виток бухты барабана оценивается коэффициентом потерь $\xi_1 = 4$, а гидравлический коэффициент трения шланга равен $\lambda = 0,04$. Режим течения турбулентный.

Полагая, что зависимость напорного давления от подачи насоса Q_H имеет вид:

$$p_H = p_{H.\text{макс}} - k_H Q_H^2,$$

где $p_{H.\text{макс}} = 2$ МПа, а коэффициент падения давления составляет $k_H = 2,5 \cdot 10^{11}$ Н·с²/м⁸, определить:

- потребное число n полных витков шланга на барабане;
- скорость $v_{\text{вых}}$ выхода струи воды из сопла брандспойта в начале работы (при $L_{\text{нач}}$) и в конце (для $L_{\text{кон}}$);
- силу реакции жидкости $R_{\text{ж}}$, выходящей из сопла, для двух данных случаев работы установки;
- необходимость установки специального упора для удерживания брандспойта (восприятия реактивной силы воды), если в течение рабочей смены оператор может удерживать силу, не превышающую $R_{\text{ж.пред}} = 40$ Н;
- характер зависимости скорости воды, вытекающей из сопла брандспойта, от длины размотки шланга и построить график этой зависимости ($v_{\text{вых}} = v_{\text{вых}}(L)$).

Указание: Сила реакции жидкости $R_{\text{ж}}$, выходящей из сопла, определяется по теореме о сохранении количества движения. Согласно этой теореме изменение количества движения dK жидкости в произвольном объеме W за время dt равно сумме импульсов действующих на него сил $\sum P_i$ за тот же промежуток времени: $\frac{dK}{dt} = \sum P_i$.

Учитывая, что $\frac{dK}{dt} = \frac{d(m_{\text{ж}} v_{\text{вых}})}{dt} = \rho \frac{dW}{dt} v_{\text{вых}} = \rho Q v_{\text{вых}}$, где $m_{\text{ж}}$ — масса жидкости, заключенная в объеме W , а $\sum P_i = R_{\text{ж}}$, окончательно имеем $R_{\text{ж}} = \rho Q v_{\text{вых}}$.

Задача 1.12. Поршневая полость одноштокового гидроцилиндра, к штоку которого приложено усилие R , «запирается» коническим клапаном. Определить минимальное значение силы $R_{\text{мин}}$, приложенной к штоку, под действием которой начнется движение поршня диаметром $D = 80$ мм, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, равна $R_{\text{пр}} = 100$ Н, а давление жидкости в гидролинии слива составляет $p_2 = 0,2$ МПа (рис. 1.13).

Диаметр входного отверстия клапана (седла) составляет $d_1 = 10$ мм. Диаметр штока равен $d_2 = 40$ мм, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $p_1 = 1,0$ МПа.

При решении задачи силами трения поршня о стенки корпуса пренебречь.

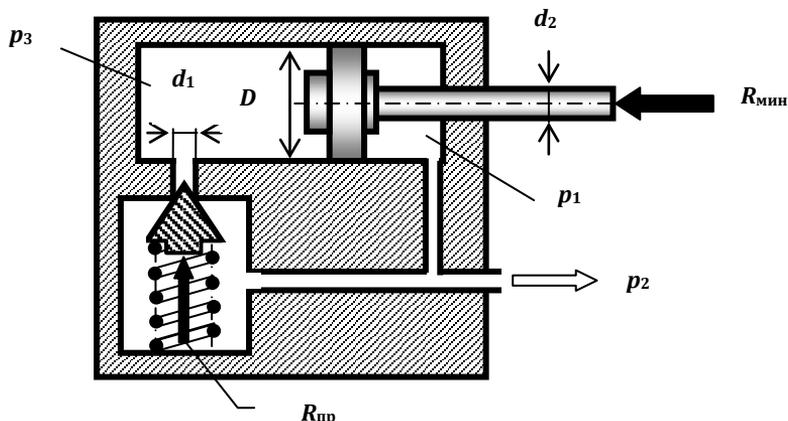


Рис. 1.13

Задача 1.13. Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана (выраженную в мм), обеспечивающую начало открытия клапана при давлении жидкости, поступающей от насоса, и равном $p_H = 0,8$ МПа (рис. 1.14). Диаметры клапана $D = 24$ мм, $d = 18$ мм; жесткость пружины $C_0 = 6$ Н/мм. Давление справа от большого и слева от малого поршней — атмосферное.

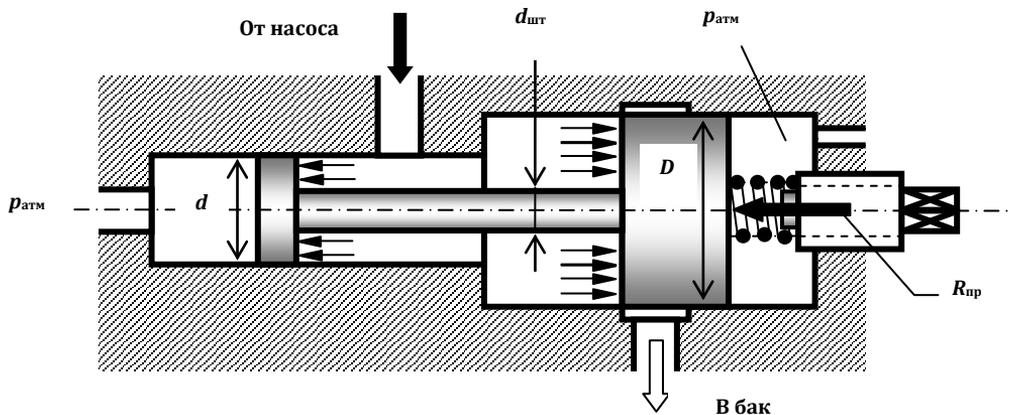


Рис. 1.14

Задача 1.14. Гидравлический демпфер (гаситель колебаний) представляет собой цилиндр, полости которого соединены между собой через обводную (шунтирующую) трубку с регулируемым гидросопротивлением — вентилем В, как показано на рис. 1.15. Шток цилиндра соединяется с той частью объекта, колебания которой необходимо устранить. При перемещениях штоков незначительная часть рабочей жидкости может вытекать через уплотнения. Для компенсации убыли жидкости из такого демпфера предусмотрена система подпитки (детализация данной системы не показана, так как не имеет значения для решения задачи).

В результате возникновения колебаний (вибрации) усилие R от объекта передается на шток демпфера. Движение штока (и, значит, поршня) приводит

к принудительному перетеканию масла плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ из одной полости цилиндра в другую через В. Диаметр поршня равен $D_1 = 50 \text{ мм}$, штока — $D_2 = 20 \text{ мм}$, а внутренний диаметр обводной трубки — $d = 5 \text{ мм}$.

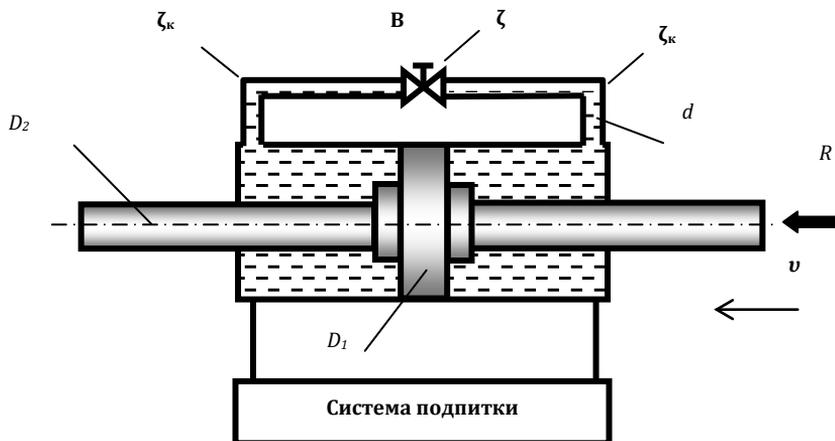


Рис. 1.15

Получить уравнение статической характеристики демпфера, представляющей зависимость скорости равномерного движения поршня v от приложенной к нему постоянной нагрузки R .

Каков должен быть коэффициент ζ сопротивления вентиля В, чтобы при нагрузке $R = 6500 \text{ Н}$ скорость равномерного движения поршня была $v = 0,2 \text{ м/с}$?

При решении задачи в трубке учитывать только местные сопротивления. Коэффициент сопротивления каждого из двух колен на трубке равен $\zeta_k = 1,25$. Утечками и трением в цилиндре пренебречь.

Задача 1.15. Для энергопитания гидроцилиндра подъемника с диаметром поршня $D_n = 80 \text{ мм}$, предназначенного для подъема грузов различной массы m на высоту $h = 2500 \text{ мм}$, использован пневмогидравлический аккумулятор (ПГА), представляющий собой цилиндрический толстостенный сосуд с внутренним диаметром $D_a = 650 \text{ мм}$, частично заполненный минеральным маслом (относительная плотность $\bar{\rho} = 0,86 \text{ кг/м}^3$). Схема установки приведена на рис. 1.16. Начальное давление в газовой полости ПГА, соответствующее нижнему положению поршня подъемника, равно $p_0 = 35 \text{ МПа}$, а объем газовой полости составляет $V_0 = 0,25 \text{ м}^3$.

Считая, что штоковая полость гидроцилиндра соединена с атмосферой, а изменение объема и давления газа в ПГА подчиняется политропическому закону ($pV^k = \text{const}$ где $k = 1,3$ — коэффициент политропы), определить:

- грузы какой максимальной массы $m_{\text{макс}}$ могут быть перемещены вверх на высоту h ;
- на какую величину H опустится уровень масла в ПГА при перемещении поршня в крайнее верхнее положение;
- чему должно быть равно значение V_0 , чтобы изменение давления в системе для нижнего и верхнего положений поршня не превышало 5 % от p_0 ?

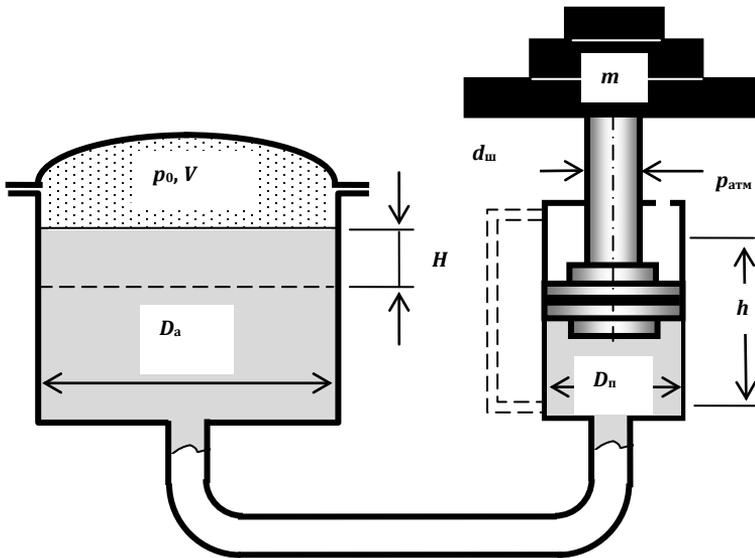


Рис. 1.16

Как изменится решение задачи, если:

- учесть силу трения в уплотнении поршня гидроцилиндра, равную $R_{\text{тр}} = 2500 \text{ Н}$;

- сила трения в уплотнении гидроцилиндра пропорциональна давлению в его поршневой полости, уплотнение выполнено в виде эластомерного кольца с квадратным сечением со стороной $a = 5 \text{ мм}$, а коэффициент трения кольца о поверхность гидроцилиндра равен $k_f = 0,08$;

- для исключения попадания грязи в штоковую полость (диаметр штока $d_{\text{шт}} = 60 \text{ мм}$) отверстие в штоковой крышке гидроцилиндра закрыто, штоковая и поршневая полости заполнены рабочей жидкостью и соединены байпасной линией (на рис. 1.16), она показана штриховыми линиями).

Задача 1.16. Для приведения в движение гидравлического пресса промышленного робота использована гидравлическая установка, состоящая из плунжерного гидроцилиндра пресса (Ц) с диаметром плунжера $D_1 = 400 \text{ мм}$ и полным ходом плунжера $y_1^{\text{max}} = 180 \text{ мм}$, а также грузового гидроаккумулятора (АК), имеющего диаметр плунжера АК $D_2 = 320 \text{ мм}$, полный ход плунжера $y_2^{\text{max}} = 2530 \text{ мм}$, соединенных трубопроводом длиной $L = 18 \text{ м}$ и с внутренним диаметром $d = 50 \text{ мм}$ посредством вентиля ВН1, как показано на рис. 1.17.

Вентиль В2 соединяет ГП с баком, вентиль В3 служит для соединения АК с электронасосным агрегатом (ЭНА), состоящим из приводящего электродвигателя и насоса. Работа установки происходит следующим образом. В исходном положении плунжер Ц находится внизу. При закрытых вентилях В1 и В2 и открытом В3 масло поступает от ЭНА в гидроцилиндр АК, вследствие чего его шесть грузов, масса каждого из которых равна $m = 40\,000 \text{ кг}$, перемещаются вверх до упора, запасая энергию. Затем вентиль В3 блокируется, вентиль В1 открывается и жидкость — минеральное масло, выдавливается из АК опускающимися грузами, поступая по трубопроводу в Ц (плунжер Ц идет вверх, обеспечивая функционирование пресса). Обратное движение плунжера Ц происходит

путем открытия сливного вентиля В2 при закрытом В1. По исчерпанию энергии, запасенной грузами АК, вентиль В1 блокируется, В3 открывается и жидкость от ЭНА вновь поступает в АК, поднимая грузы аккумулятора.

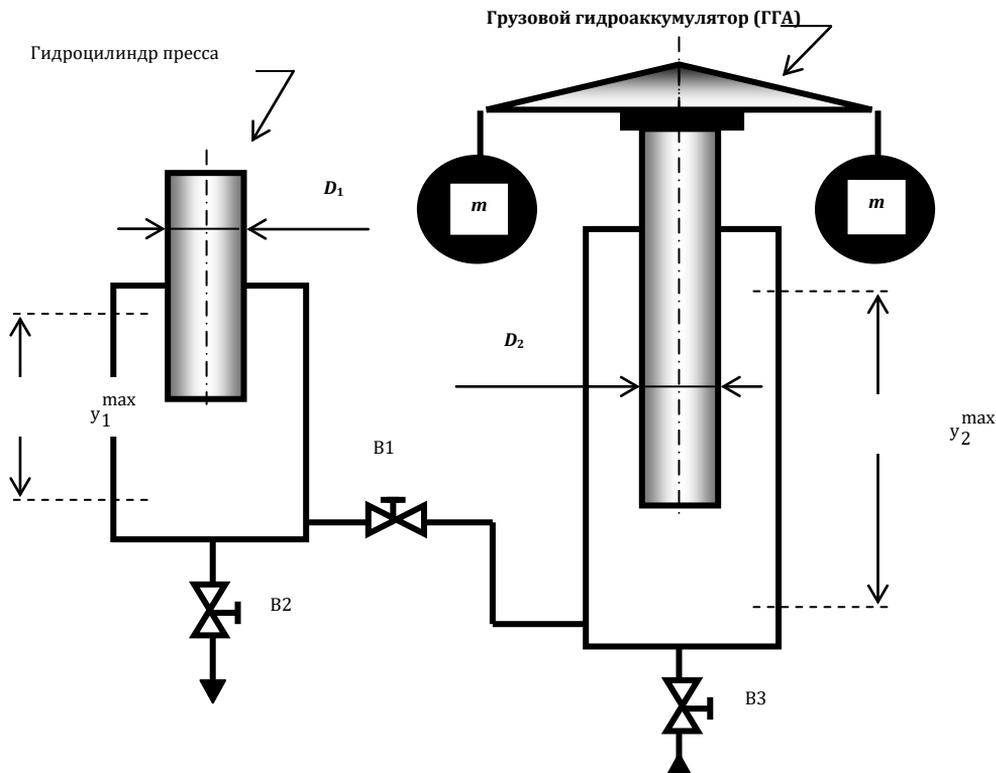


Рис. 1.17

Полагая, что усилие трения плунжера АК равно $R_2^f = 15\,000\text{ Н}$, плунжера — $R_1^f = 8000\text{ Н}$, коэффициент трения жидкости о внутренние стенки трубопровода составляет $\lambda = 0,04$ для жидкости плотностью $\rho_{ж} = 850\text{ кг/м}^3$, определить:

- требуемую настройку гидросопротивления вентиля В1, при которой скорость подъема плунжера без внешней нагрузки составит $v = 0,1\text{ м/с}$;
- усилие, которое может развить плунжер Ц при требуемой скорости движения $v = 0,005\text{ м/с}$;

– суточные затраты на оплату электроэнергии для работы установки в трехсменном режиме в соответствии с циклом: «исходное положение в течение времени 10 с при заблокированных В1, В2 → включение ЭНА с одновременным открытием В3 (зарядка АК) за время 30 с → отключение ЭНА с одновременным блокированием вентиля В3, открытие В1 и подъем плунжера Ц со скоростью $v = 0,005\text{ м/с}$ → блокирование В1 и быстрое опускание плунжера за счет открытия В2», если подача насоса неизменна и составляет 60 л/мин, полный КПД ЭНА равен 60 % и при тарифе 0,1 у.е./ (кВт·ч) (время опускания плунжера Ц считается пренебрежимо малым).

Задача 1.17. Резка листового материала на отдельные заготовки осуществляется с помощью промышленного робота, оснащенного гидроструйной установкой, схема которой показана на *рис. 1.18*. Вода под давлением p_n от насоса по системе трубопроводов (длина характерного участка трубопровода $L = 2$ м, внутренний диаметр $d = 30$ мм) через вентиль поступает в вертикальный участок трубы, верхняя часть которого снабжена соплом с диаметром проходного отверстия $d_c = 2,5$ мм.

Коэффициент трения жидкости о внутренние поверхности труб равен $\lambda = 0,04$. Управление поворотом струи, вытекающей из сопла, производится оператором установки с помощью рукояти. Для исключения опрокидывания подвижной части трубопроводной системы под действием реактивной силы от струи жидкости, выходящей из сопла, и, тем самым, для облегчения работы оператора, в установку введен гидроцилиндр разгрузки, поршневая и штоковая полости которого соединены с напорной гидролинией насоса. Пружина необходима для исключения самопроизвольного перемещения рукояти при отсутствии оператора.

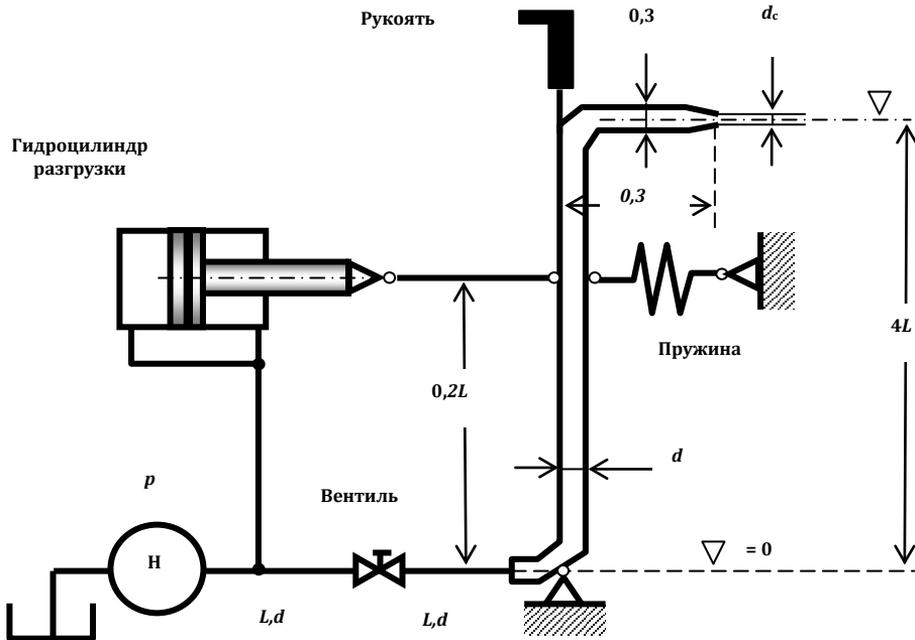


Рис. 1.18

Коэффициент отношения рабочей площади штоковой полости гидроцилиндра к площади поршня составляет 0,75.

Характеристика «напор-подача» насоса (Н) может быть аппроксимирована следующим выражением:

$$p_H = p_H^{\max} - K_H Q_H^2,$$

где p_H^{\max} — максимальное давление насоса при «нулевой» подаче, принимаемое равным $p_H^{\max} = 12,5$ МПа; K_H — эмпирический коэффициент характеристики насоса, соответствующий значению $K_H = 1,25 \cdot 10^{13}$ Нс²/м⁸.

Для заданных гидросопротивлений сопла $R_c = 1,5 \cdot 10^{13} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$, вентиля $R_B = 2 \cdot 10^{13} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$, с учетом отмеченных на *рис. 1.18* нивелирных высот соответствующих участков установки, определить:

- скорость истечения жидкости из сопла;
- подачу, напорное давление и гидравлическую мощность насоса;
- реактивную силу жидкости, выходящей из сопла;
- площадь поршня и штока гидроцилиндра разгрузки, обеспечивающих отсутствие усилия на рукояти оператора для данного режима работы.

Задачу решить для схемы на *рис.1.18* и установки узла гидролинии отбора жидкости для гидропитания гидроцилиндра разгрузки непосредственно после вентиля (по ходу движения жидкости).

Задача 1.18. Гидроподъемник промышленного робота приводится в движение с помощью одноштокового гидроцилиндра с диаметром поршня $D = 140 \text{ мм}$ согласно схеме, показанной на *рис. 1.19*. Вентиль ВН1 служит для гидропитания цилиндра при подъеме груза, вентиль ВН2 — для слива жидкости из цилиндра при опускании платформы.

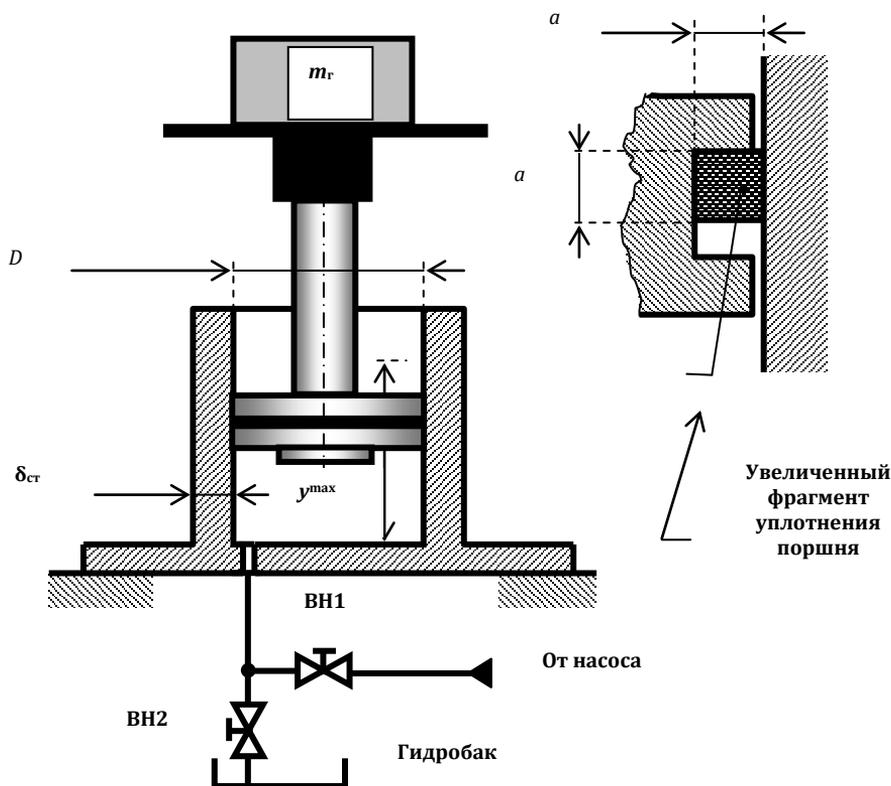


Рис. 1.19

Гидроподъемник работает следующим образом. В исходном состоянии поршень находится в нижнем положении и вентили ВН1, ВН2 перекрыты. Затем включается насос, открывается ВН1 и груз массой $m_r = 4500 \text{ кг}$ с помощью штока, выдвигающегося под действием поступающей в цилиндр жидкости, перемещается вверх на высоту $y_{max} = 1,8 \text{ м}$.

После подъема груза массой $m_r = 4500$ кг на величину y^{\max} вентиль ВН1 был перекрыт, затем груз был снят с платформы.

Пренебрегая массой поршня, штока, платформы подъемника, трением в уплотнительном кольце поршня, объемными потерями и деформацией стенок гидроцилиндра, установить:

– изменится ли положение платформы, если модуль упругости жидкости равен $E_{ж} = 1400$ МПа?

– величину смещения (если данное смещение будет иметь место);

– жесткость системы «платформа — шток — поршень — жидкость — гидроцилиндр»;

– давление жидкости под поршнем после перекрытия вентиля (до момента снятия груза).

Решите задачу с учетом массы платформы $m_{пл} = 500$ кг, а также конечной величины модуля упругости материала стенок гидроцилиндра, принимаемой равной $E_{ст} = 210$ ГПа, если толщина стенки составляет $\delta_{ст} = 15$ мм.

Как изменится решение задачи, если учесть контактное трение в уплотнительном кольце поршня:

– равное $R^f = 0,25m_r g$, где g — ускорение свободного падения, принимаемое равным $g = 9,81$ м/с²?

– имеющем квадратное сечение со стороной квадрата (см. рис. 1.19) $a = 5$ мм, если коэффициент трения материала кольца о внутреннюю поверхность гидроцилиндра составляет $f^f = 0,35$, а само кольцо установлено в гидроцилиндр без начального напряжения?

– имеющем квадратное сечение со стороной квадрата (см. рис. 1.19) $a = 12$ мм, если коэффициент трения материала кольца о внутреннюю поверхность гидроцилиндра составляет $f^f = 0,15$, а начальное (монтажное) напряжение в материале кольца равно $0,3$ МПа?

Задача 1.19. Гидроподъемник промышленного робота, исполнительная часть которого показана на рис. 1.19, работает, имея следующие состояния выходного звена (циклограмму работы) цилиндра:

– исходное положение в течение времени $t_{исх} = 90$ с;

– подъем груза указанной в условии задачи 1.18 массы на платформе (с учетом $m_{пл}$) на высоту $y^{\max} = 1,8$ м за время $t_{пх} = 50$ с;

– выстой (неподвижное положение) платформы на высоте y^{\max} в течение времени $t_{пх} = 180$ с;

– опускание платформы без груза до исходного состояния за время $t_{ох} = 10$ с.

Требуется:

– определить потребную подачу насоса для обеспечения работы подъемника согласно данной циклограмме;

– рассчитать и округлить до стандартных значений внутренние диаметры напорного (от насоса до цилиндра) и сливного (от цилиндра до гидробака) трубопроводов;

– составить циклограмму работы гидросистемы подъемника;

– определить требуемые характеристики насоса постоянной подачи и выбрать данную гидромашину из каталога [11];

– составить функциональную схему гидроприводной системы подъемника, обеспечив требуемую циклограмму работы и защиту насоса от повышенных нагрузок;

- выбрать из каталога [12] для насоса асинхронный электродвигатель серии 4А;
- определить тип гидроприводной системы: с постоянным напорным давлением или с постоянным расходом жидкости;
- найти гидросопротивления ВН1 и ВН2, обеспечивающие работу гидроподъемника с указанными временными промежутками переходов в цикле;
- рассчитать мощность потерь энергии, выделяющейся в системе и нагревающей жидкостью и конструкцию;
- определить эффективный КПД гидросистемы за цикл;
- рассчитать затраты на оплату электроэнергии данного гидроподъемника за цикл, год, пять и десять лет, если он функционирует 24 часа в сутки, число рабочих дней в году принято равным 312, а тариф на оплату электроэнергии составляет 0,08 у.е./кВт·ч.

Задача 1.20. Анализ работы гидроприводной системы подъемника работа с насосом постоянной подачи (задача 1.18, *рис. 1.19*) показал, что большую часть времени цикла занимает неподвижное положение поршня. При этом насос и приводящий электродвигатель работают в нагруженном режиме, что сокращает их ресурс и приводит к чрезмерным затратам электроэнергии. Кроме того, как выяснилось, для обеспечения нормального температурного режима следует дополнительно установить термостабилизатор стоимостью 250 у.е.

В результате модернизации гидроподъемника предложено соединить напорную гидролинию с гидробаком через дополнительный вентиль ВН3, который следует открывать при неподвижном положении поршня (платформы) и закрывать при подъеме груза.

Необходимо:

- составить функциональную схему гидроприводной системы подъемника с указанной модернизацией;
- сформировать циклограмму работы системы;
- оценить экономию затрат на приобретение и эксплуатацию модернизированной таким образом системы за один год, пять и десять лет, если цена каждого вентиля составляет 100 у.е., стоимость дополнительного монтажа равна 180 у.е., доплата оператору гидроподъемника за одновременное управление большим числом вентилях составляет 50 у.е. за месяц, а нормативный коэффициент отчислений при формировании фонда заработной платы на данном предприятии равен 5-ти.

При решении задачи не учитывать капитализацию средств на банковском счете и дисконтирование денежных единиц.

Задача 1.21. Гидроподъемник промышленного работа приводится в движение с помощью одноштокового гидроцилиндра, схема подключения которого к источнику гидроэнергии через вентиль показана на *рис. 1.20*. На штоке гидроцилиндра закреплена платформа, масса которой вместе с массами поршня и штока составляет $m_n = 150$ кг. Диаметр поршня равен $D = 80$ мм, полный ход поршня в гидроцилиндре определяется расстоянием между верхним упором и плоскостью днища цилиндра и равен $u^{\max} = 1,2$ м, модуль упругости жидкости составляет $E_{ж} = 1350$ МПа.

После подъема и последующего снятия с платформы груза вентиль был полностью перекрыт. При этом давление в поршневой полости гидроцилин-

дра, регистрируемое манометром (МН), установилось на уровне $p_m = 2,5$ МПа. Затем на платформу установили новый груз массой $m_r = 5000$ кг.

Пренебрегая объемными потерями жидкости и контактным трением в паре «уплотнительное кольцо поршня — внутренняя стенка гидроцилиндра», определить:

- изменится ли положение поршня относительно цилиндра?
- на какую величину переместится поршень (если изменение данного положения имеет место)?
- что изменится в решении данной задачи, если показания манометра будут соответствовать давлению $p_m = 12,5$ МПа?
- положение груза указанной выше массы, если необходимо также учесть контактное трение в уплотнительном кольце поршня, принимаемое равным $R^f = 5000$ Н;
- положение груза указанной выше массы, если необходимо также учесть контактное трение в уплотнительном кольце поршня (коэффициент трения $f^f = 0,3$), которое имеет квадратное сечение со стороной квадрата $a = 5$ мм, а начальное (монтажное) напряжение в материале установленного кольца соответствует $0,15$ МПа;
- модуль упругости материала стенок равен $E_{ст} = 100$ ГПа;
- положение груза указанной выше массы, если стенки гидроцилиндра имеют толщину $\delta_{ст} = 6$ мм.

Сечение уплотнительного кольца поршня

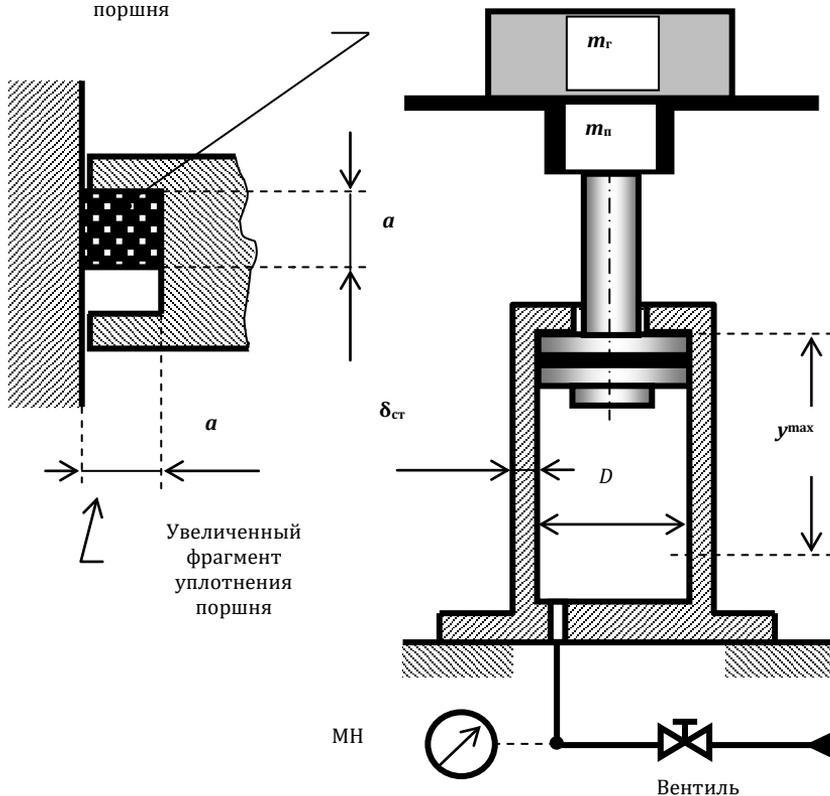


Рис. 1.20

Задача 1.22. Для подъема груза массой $m_r = 1000$ кг на высоту $y_1^{\max} = 0,25$ м разработана гидropередача, состоящая из силового (исполнительного) гидроцилиндра (Ц1) с рабочей площадью поршня $F_1 = 100$ см², информационного (управляющего) гидроцилиндра (Ц2) с рабочей площадью $F_2 = 20$ см², соединенных гидролинией длиной $L = 12$ м, с внутренним диаметром $d = 10$ мм, толщиной стенки $\delta = 1,2$ мм, как показано на рис. 1.21. Модуль упругости материала стенки гидролинии равен $E_{\text{л}} = 10$ ГПа, модуль упругости жидкости $E_{\text{ж}} = 1350$ МПа.

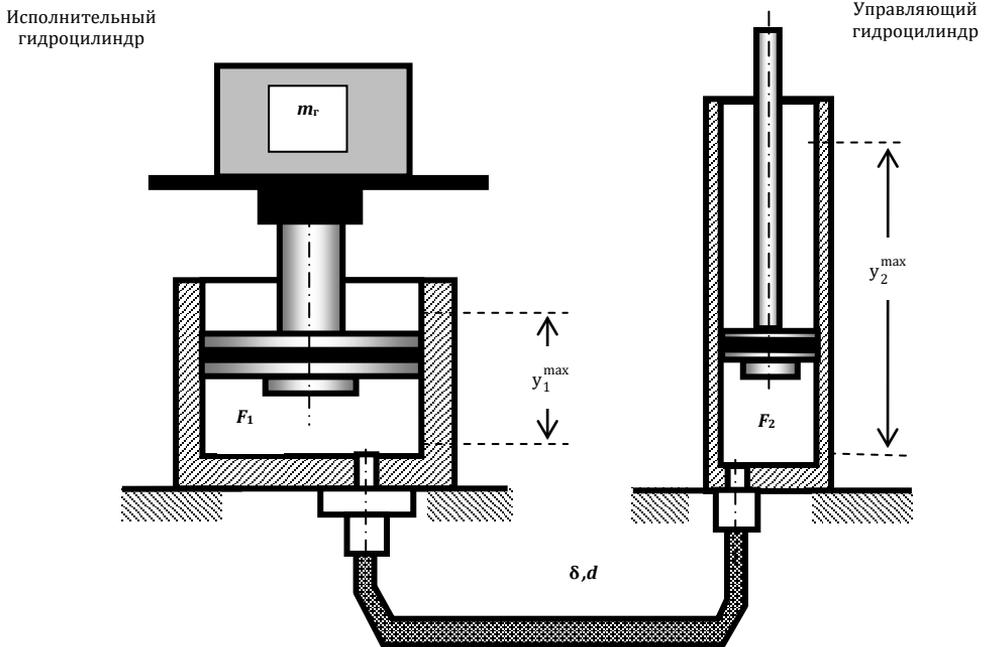


Рис. 1.21

Выяснить следующие вопросы:

– зависит ли высота подъема груза от численного значения самой массы, если величина полного хода поршня задающего гидроцилиндра неизменна?

– если данная зависимость имеет место, чему равна потребная величина перемещения поршня Ц2 для подъема грузов различной массы от 1000 до 10 000 кг на высоту y_1^{\max} ?

– каковы потребные усилия на штоке задающего гидроцилиндра для указанного диапазона перемещаемых масс?

– с какой точностью должно обеспечиваться позиционирование штока Ц2, чтобы точность позиционирования грузов указанных масс с помощью Ц1 была не хуже $\pm 0,1$ мм?

– какую мощность развивает задающее звено (шток Ц2) при подъеме грузов указанных различных масс, если скорость движения штока Ц2 равна $u_2 = 0,1$ м/с, коэффициент шероховатости стенок трубопроводов $\lambda = 0,03$, трение в уплотнительных узлах обоих гидроцилиндров неизменно и составляет $R^f = 0,15m_r g$ (g — ускорение свободного падения, принимаемое равным $g = 9,81$ м/с²)?

Решить задачу для следующих случаев:

- стенки гидроцилиндров абсолютно жесткие;
- стенки гидроцилиндров толщиной $\delta_{ст} = 5$ мм выполнены из материала с модулем упругости $E_{ст} = 200$ ГПа.

Задача 1.23. Одноштоковый гидроцилиндр обеспечивает подъем грузов массой до $m_f = 15\ 000$ кг на различные высоты для размещения на стеллажах, как показано на *рис. 1.22*.

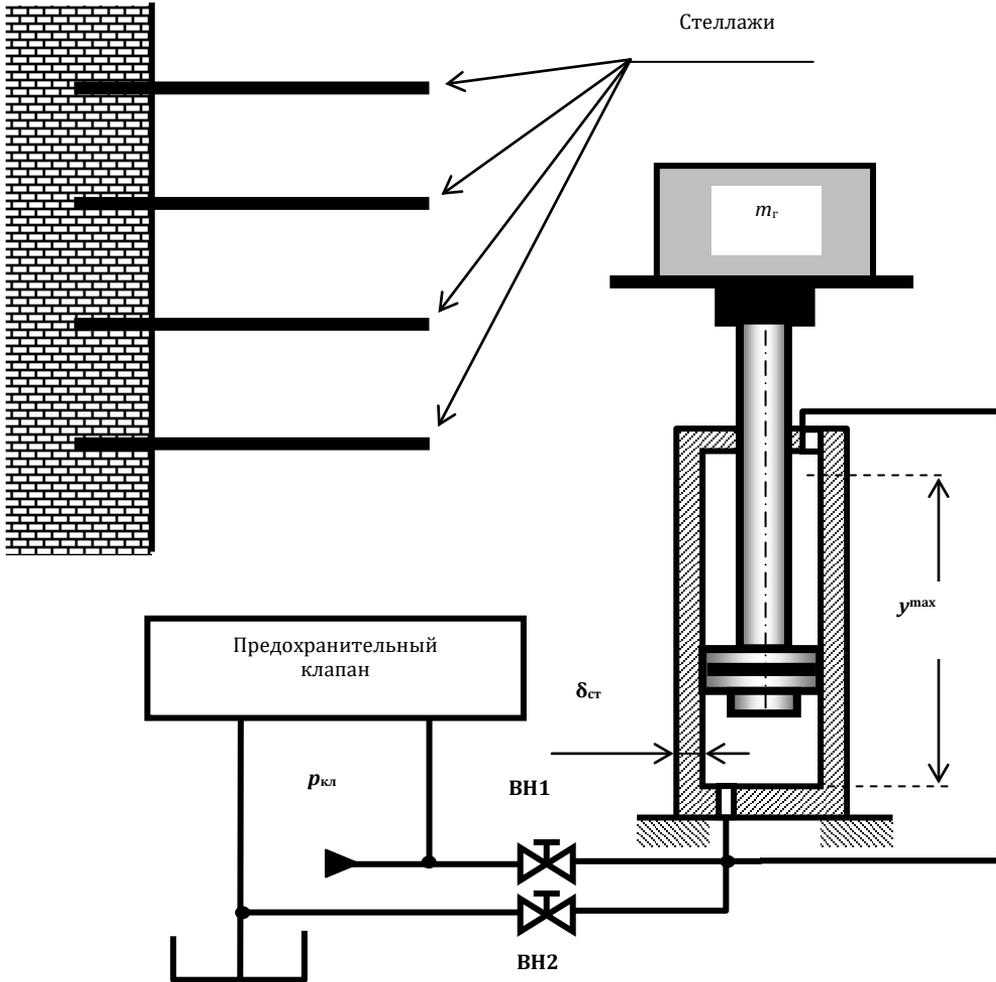


Рис. 1.22

Гидропитание цилиндра осуществляется от насоса, напорное давление которого ограничивается предохранительным клапаном, настроенным на давление открытия $p_{кл} = 12,5$ МПа. Вентиль ВН1 обеспечивает поступление рабочей жидкости — минерального масла в гидроцилиндр при подъеме грузов, а вентиль ВН2 необходим для опускания штока с платформой и грузом. Очевидно, что при подъеме штока ВН2 закрыт, а для опускания штока необходимо полностью перекрыть ВН1.

Полагая, что полный ход поршня в цилиндре, соответствующий подъему груза на наибольшую высоту, составляет $y^{max} = 2,8$ м, модуль упругости жидкости

равен $E_{ж} = 1400$ МПа, задаваясь отношением площади штоковой полости к площади поршня, равным $k = 0,75$, определить:

– площадь поршня, диаметры поршня и штока, необходимые для обеспечения работы данного подъемного устройства;

– зависит ли жесткость системы «груз — платформа — шток — поршень — жидкость — гидроцилиндр» от положения (координаты) поршня в цилиндре (если такая зависимость существует, ее необходимо найти и построить график);

– положение поршня относительно гидроцилиндра, при котором жесткость системы минимальна, а также выражение для этой жесткости (если зависимость жесткости от координаты поршня имеет место).

Задачу решить для случая пренебрежения деформацией стенок гидроцилиндра и с учетом деформации стенок, полагая толщину стенки цилиндра равной $\delta_{ст} = 8$ мм, модуль упругости материала стенок цилиндра $E_{ст} = 210$ ГПа.

При решении задачи выполнить округление диаметров в соответствии с ГОСТ 12447–80 на диаметры плунжеров и поршней (см. *прил. 2*).

Определить мощность насоса, мощность электродвигателя, приводящего в движение вал насоса, а также годовые затраты на оплату электроэнергии данной установки, если она работает 312 суток в году, 5 часов в сутки, при тарифе 0,04 у.е./ (кВт·ч). Принять КПД насоса, равным 0,86, а КПД электродвигателя — 0,85.

Решить задачу при условии соединения штоковой полости гидроцилиндра с атмосферой.

Задача 1.24. Гидроподъемник штабелеукладчика имеет силовую гидросистему, схема которой показана на *рис. 1.23*.

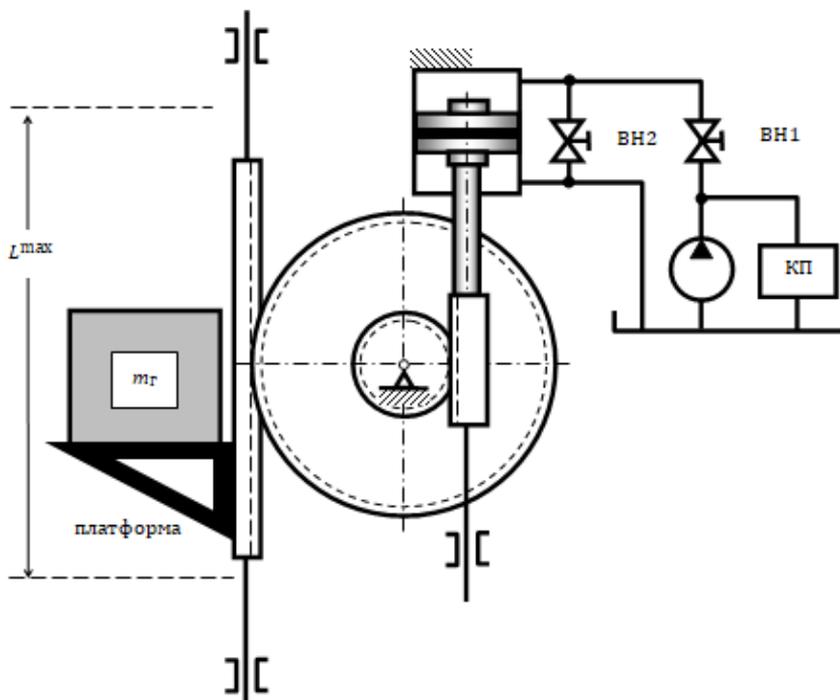


Рис. 1.23

Подъем платформы с грузом, имеющим массу $m_r = 10^4$ кг, требуется выполнять со скоростью $v_{оп} = 0,025$ м/с за счет полного открытия вентиля ВН1 при закрытом вентиле ВН2. Опускание платформы (порожней либо с грузом указанной массы) должно происходить со скоростью $v_{оп} = 0,1$ м/с вследствие частичного открытия вентиля ВН2 и заблокированном вентиле ВН1. Переливной клапан (КП) системы настроен на давление $p_{кл} = 12,5$ МПа. Отношение площади поршня гидроцилиндра к рабочей площади его штоковой полости составляет $k = 0,75$, модуль упругости жидкости $E_{ж} = 1500$ МПа, отношение диаметров делительных окружностей зубчатого колеса D_k и шестерни $D_{ш}$ равно 10, максимальный (полный) ход платформы штабелеукладчика $L^{max} = 5$ м, суммарная масса платформы и ее зубчатой рейки равна $m_{пл} = 1500$ кг. Насос имеет постоянную подачу, практически не зависящую от напорного давления, характеристика КП идеальная прямоугольная.

Пренебрегая гидросопротивлениями трубопроводов и открытого вентиля ВН1, определить:

- полный ход поршня в гидроцилиндре, обеспечивающий перемещение платформы на L^{max} ;
- подачу насоса, округленную по ГОСТ 13825–80 (см. *прил. 2*);
- положение поршня, соответствующее минимальной жесткости системы, наихудшее значение жесткости;
- диаметры поршня и штока, округленные согласно ГОСТ 12447–80 (см. *прил. 2*);
- расход, протекающий через переливной клапан системы, работающей в режиме подъема платформы с грузом;
- диапазон регулирования гидросопротивления вентиля ВН2 для обеспечения заданной скорости опускания порожней платформы и с грузом заданной массы.

Задача 1.25. Разрезание асбестоцементных листов на полосы осуществляется с помощью промышленного робота, оснащенного струйно-абразивной установкой, схема которой показана на *рис. 1.24*.

Вода под значительным избыточным давлением подается насосом через систему трубопроводов с характерными длинами участков $L_1 = 5$ м, $L_2 = 2$ м, $L_3 = 2,5$ м, $L_4 = 0,3$ м, внутренними диаметрами $d_1 = d_2 = d_3 = 4,2$ см, $d_4 = 1,8$ см и имеющими коэффициенты трения жидкости о стенки соответственно $\lambda_1 = 0,03$, $\lambda_2 = 0,04$, $\lambda_3 = 0,025$ и $\lambda_4 = 0,02$ через регулировочный вентиль (ВН) с настраиваемым гидросопротивлением в пределах от R_B^{min} до R_B^{max} на сопло с диаметром отверстия $d_c = 1$ мм.

Вода, истекающая из сопла, эжектирует сыпучий абразив, поступающий в струю из бункера, после чего водо-абразивная смесь воздействует на лист, разрезая его. Затем смесь сливается по пандусу в отстойник, вода фильтруется, абразив подается в сушильно-дробильный блок, где размельчается до исходного сыпучего состояния и вновь подается в бункер (система подачи не показана).

Требуемый угол поворота сопла и его фиксация в нужном положении обеспечивается гидроцилиндром, полости которого соединены с гидролиниями избыточного и сливного давлений через золотниковый гидрораспределитель (отдельная гидросистема, работающая на минеральном масле с модулем упругости $E_{ж} = 1400$ МПа). Полный ход поршня в гидроцилиндре равен $u^{max} = 2L_4$. Установка настраивается так, что при $2R_B^{min}$ давление в поршневой полости гидроцилиндра при перекрытых отверстиях гидрораспределителя,

обусловленное реактивной силой струи жидкости, выходящей из сопла, равно $p_1 = 1,0 \text{ МПа}$, а координата поршня есть $y_1 = 0,5 u_{\text{max}}$.

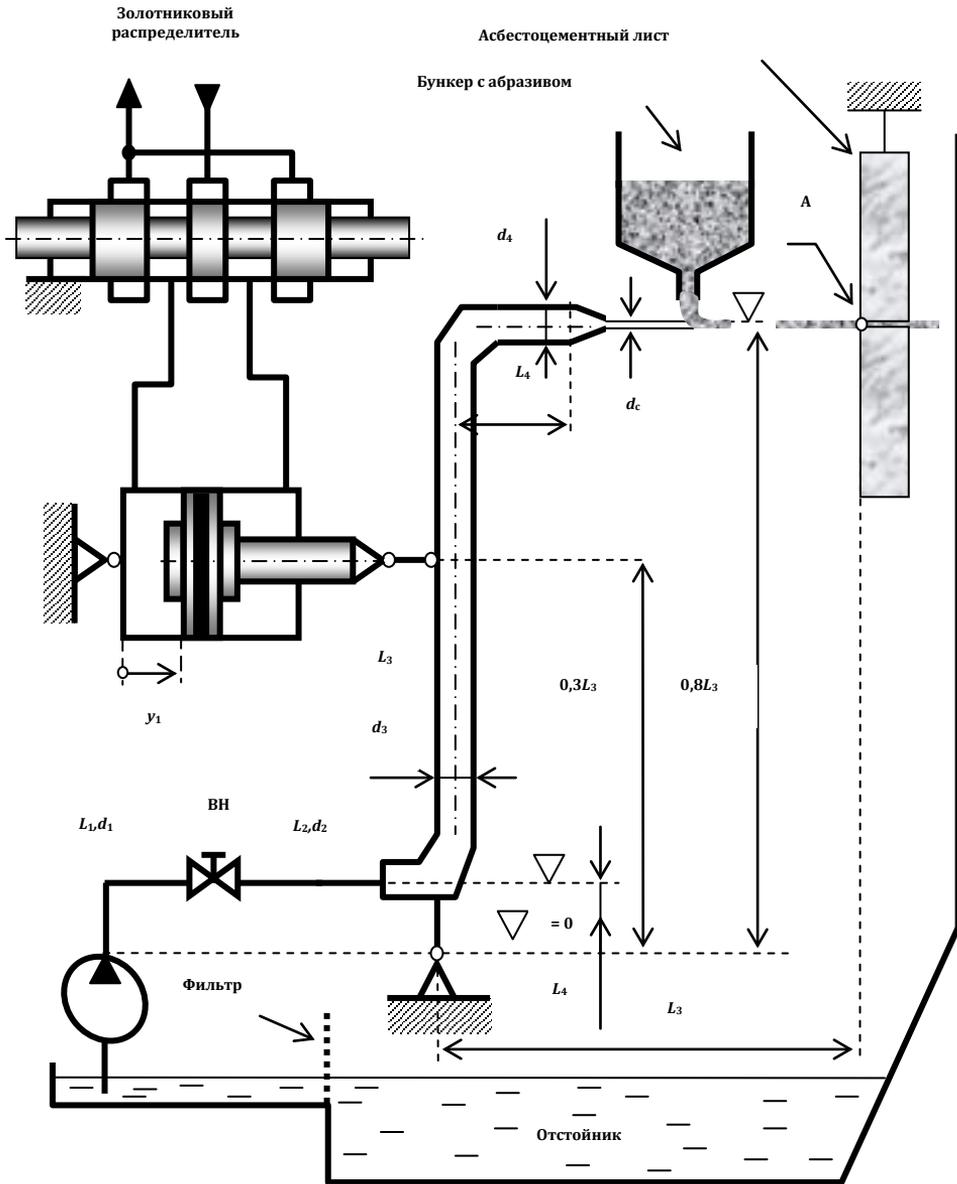


Рис. 1.24

Требуется определить давление на выходном патрубке насоса p_H , подачу насоса Q_H , вывести формулу и найти численное значение реактивной силы струи жидкости, выходящей из сопла, если характеристика насоса имеет следующий вид:

$$p_H = p_H^{\text{max}} - K_H Q_H^2,$$

где p_H^{max} — максимальное напорное давление насоса при нулевой подаче, принимаемое равным $p_H^{\text{max}} = 12,5 \text{ Мпа}$, K_H — эмпирический коэффициент характеристики насоса, соответствующий $K_H = 1,8 \cdot 10^{13} \text{ Нс}^2/\text{м}^8$.

Решить задачу в указанной выше постановке, а также найти смещение поршня гидроцилиндра относительно корпуса и точки соприкосновения струи с асбестоцементным листом (точка А на *рис. 1.24*) при изменении гидросопротивления ВН в пределах от R_B^{\min} до R_B^{\max} .

Установить, как изменится решение задачи, если:

- в полости цилиндра через золотниковый распределитель будет подаваться пресная вода с модулем упругости $E_B = 1000$ МПа;
- в полости цилиндра через золотниковый распределитель будет подаваться воздух, состояние которого подчиняется изотермическому закону;
- вместо одного сопла применить установку из четырех сопел с осями, расположенными в единой горизонтальной плоскости, жестко связанных между собой (вертикальный трубопровод длиной L_3 и диаметром d_3 является единым для всех сопел, каждое сопло имеет свой подводящий участок длиной L_4 и диаметром d_4).

При решении задачи пренебречь усилием трения в уплотнениях поршня и штока цилиндра, потерями энергии жидкости на изгибах трубопроводов, считать среднюю линию струи, вышедшей из сопла, прямолинейной, а режимы течения — развитыми турбулентными.

1.5. Вопросы для самоконтроля

1. Какие основные функции выполняет рабочая среда в гидросистемах?
2. Какие физические эффекты появляются при течении вязкой жидкости?
3. Какие основные физические свойства жидкостей и газов вы можете назвать?
4. В чем заключается различие между абсолютной и кинематической вязкостью рабочей среды, в каких единицах измеряется вязкость?
5. Какие законы и соотношения используются для расчета гидро- и пневмосистем в условиях неподвижной (покоящейся) рабочей среды?
6. Что такое модуль упругости рабочей среды, как он изменяется для жидкости с ростом давления и количества растворенного воздуха, как устранить растворенный воздух из рабочей жидкости в гидросистеме?
7. Почему в математическом выражении закона объемной деформации рабочей среды Гука содержится знак «минус»?
8. Как записывается закон объемной деформации Гука для подвижной среды, что такое «условные» утечки, почему огни так называются?
9. Как влияет на модуль упругости жидкости растворенный в ней воздух, какие мероприятия обеспечивают минимизацию процентного содержания воздуха в жидкости?
10. Что такое приведенный модуль упругости системы, почему вместо модуля упругости рабочей среды при расчетах жесткости используют понятие приведенного модуля упругости гидро- или пневмосистемы?
11. Что такое кавитация, каким образом она влияет на технико-эксплуатационные показатели гидросистемы, как устраняется данное явление в гидроприводе?
12. Какие режимы течения жидкости могут иметь место в гидроприводе, как идентифицируются данные режимы?
13. Какие участки течения рабочей среды называются активными, а какие — пассивными и почему?

14. Какие виды сопротивлений имеют место при течении рабочей среды?
15. Как решается вопрос о взаимовлиянии близко расположенных гидросопротивлений и при каких условиях допустимо применять принцип суперпозиции?
16. Что такое эквивалентное сопротивление и в чем заключается практическое значение этого понятия?
17. Какой вид имеют формулы для расчета гидросопротивлений по длине и на местных сопротивлениях для ламинарного и турбулентного режимов течения?
18. Как влияет на величину гидросопротивления по длине форма сечения гидролинии, в чем заключается специфика так называемых «щелевых» течений жидкости?
19. Какой вид имеют формулы для расчета системы последовательно и параллельно расположенных гидросопротивлений?
20. Каков сценарий расчета эквивалентного гидросопротивления для системы пассивных участков произвольной структуры и параметрии?
21. Каков общий сценарий определения точки (режима) совместной работы источника и потребителя гидро- или пневмоэнергии?
22. Почему при определенном виде характеристик источника и потребителя гидроэнергии совместная работа этих блоков может быть неустойчивой?

2. Расчет параметров и характеристик объемно-роторных гидромашин в гидросистемах технических объектов

2.1. Терминология и определения основных физических величин в гидромашинах. Параметры и характеристики гидромашин

Многие из данных величин хорошо известны, поскольку они являются общефизическими и общетехническими. Однако есть и новые величины, а также особенности их трактовки, которыми следует пользоваться при рассмотрении работы гидро- и пневмомашин и аппаратов в гидроприводных системах.

1. *Условный проход* — круг с площадью, равной площади рассматриваемого сечения для прохода рабочего тела. Диаметр условного прохода — округленное до ближайшего (обычно большего) из установленного ряда значение диаметра круга, площадь которого равна площади проходного рассматриваемого сечения.

Диаметр условного прохода обозначается заглавной латинской буквой с индексом — кириллической буквой: D_y . Если проходная площадь рассматриваемого сечения равна f , то выражение для D_y имеет вид:

$$D_y \geq 2\sqrt{\frac{f}{\pi}}. \quad (2.1)$$

Согласно ГОСТ 16516-80 диаметр условного прохода выбирается из ряда, приведенного в *прил. 2*. В верхней таблице *прил. 2* даны справочные сведения по соотношению диаметра условного прохода, толщины стенки и давления в гидрولىниях.

2. *Роторная гидромашина* — гидромашина, рабочие звенья которой совершают простое или сложное вращательное движение [15].

3. *Объемной гидравлической или пневматической машиной* называется гидравлическая (пневматическая) машина, рабочий процесс в которой основан на попеременном заполнении рабочих камер машины жидкостью (газом) с последующим вытеснением при перемещении входного или выходного звена (вала, штока).

4. *Объемная постоянная гидромашин* — максимальное теоретическое значение суммы изменений объемов рабочих камер гидромашин за один оборот вала или один двойной ход выходного звена машины. Рабочий объем есть теоретическое значение суммы изменений объемов рабочих камер гидромашин за один оборот вала или один двойной ход выходного звена машины, при определенном значении параметра регулирования машины.

Значения объемной постоянной и рабочего объема регламентированы в ГОСТ 13824-80 (см. также *прил. 2*). Объемную постоянную машины принято обозначать заглавной латинской буквой с индексом «0»: V_0 .

5. *Нерегулируемая гидромашина* — это машина, у которой рабочий объем камер равен объемной постоянной. *Регулируемая гидромашина* — это машина, рабочий объем V которой может меняться в зависимости от того или иного значения параметра регулирования машины e в пределах от минимального (в частности, нулевого) значения вплоть до V_0 .

Таким образом, можно записать, что для регулируемой машины:

$$V = \max V(e) = V(e^{\max}), \quad (2.2)$$

где e^{\max} — максимально значение параметра регулирования машины.

В объемном гидроприводе в качестве источников гидроэнергии (насосов — Н) и потребителей с вращательным движением выходного звена (моторов — М) преимущественное распространение получили объемно-роторные гидромашины (ОРМ), выгодно отличающиеся от объемных машин иных видов энергоемкостью, компактностью, возможностью работать в широком диапазоне частот вращения валов (от десятых долей до тысяч, а для машин специального исполнения — даже десятков тысяч оборотов в минуту): шестеренные гидромашины (насосы и моторы); героторные гидромашины; винтовые гидромашины; пластинчатые гидро- и пневмомашины; радиальные гидро- и пневмомашины; аксиальные гидромашины; роliko-лопастные машины.

Кроме ОРМ в гидроприводных системах различных технических объектов широко используются гидродвигатели с возвратно-поступательным перемещением выходного звена — цилиндры (Ц), а также вращательным движением звено на ограниченный угол — поворотные гидродвигатели (ПгД). Принцип действия, классификация, схмотехнические и конструкционные решения, сравнительные характеристики, предпочтительные области применения данных машин известны из многочисленных литературных источников и далее не рассматриваются (см., например, [1, 2, 7, 11, 24]).

Строгое лаконичное определение ОРМ дать затруднительно в силу того, что имеющееся разнообразие схем и конструкций часто дает смешанные решения. Однако для подавляющего большинства таких машин может считаться корректным определение, приведенное ниже:

6. Объемно-роторная машина — это машина, попеременное заполнение и опорожнение рабочих камер в которой происходит при одновременном вращении камер, представляющих собой одно функционально целое с ротором машины, либо — для так называемых обращенных машин — при вращении корпуса (статора) и неподвижных камерах.

7. Рабочая камера объемно-роторной машины — это замкнутое пространство в машине, имеющее определенную степень герметичности относительно других полостей, объем которого изменяется от наибольшего до наименьшего при движении (вращении) выходного или входного звена.

В зависимости от вида машины рабочая камера может быть единственной или представлять собой сумму нескольких камер. Зависимость типажа объемно-роторных гидромашин (моторов, насосов) характер данных зависимостей ограничивается тремя видами:

$$V = V_0 \frac{e}{e^{\max}} = V_0 \bar{e}; \quad V = V_0 \frac{\sin e}{\sin e^{\max}}; \quad V = V_0 \frac{\operatorname{tge}}{\operatorname{tge}^{\max}}, \quad (2.3)$$

где \bar{e} — относительный безразмерный параметр регулирования, изменяющийся в пределах от нуля до единицы при изменении исходного параметра от нуля до e^{\max} .

Если машина позволяет получить реверсирование потока рабочего тела при сохранении неизменным направления вращения вала, либо изменение направления вращения вала при прежнем направлении потока входящей рабо-

чей среды (применительно к гидромоторам), то диапазон изменения параметра регулирования имеет как положительный, так и отрицательный участки, а регулировочные характеристики имеют нечетно-симметричный вид.

В конструкциях серийных ОРМ зависимость рабочего объема от параметра регулирования, имеющая даже тригонометрический вид, может быть с достаточной степенью точности аппроксимирована линейной функцией, что существенно упрощает расчеты. Поэтому обычно используется только первое соотношение системы (2.3).

Поскольку согласно ГОСТ 13824-80 объемная постоянная и рабочий объем определяются на один оборот вала (один двойной ход), то это требует введения в расчетные формулы коэффициентов перехода к требуемой размерности, что неудобно. Поэтому при выполнении расчетов в системе единиц СИ следует использовать понятие объемной постоянной V_0^* и рабочего объема V^* как суммы изменений объемов рабочих камер за поворот вала на один радиан или перемещения звена с возвратно-поступательным движением на один метр:

$$V_0^* = \frac{V_0}{2\pi}; \quad V^* = \frac{V}{2\pi}. \quad (2.4)$$

Схемы и конструкции некоторых объемно-роторных машин допускают их применение в качестве источников гидроэнергии, а также как гидроресурсы (гидродвигателей). Такие машины согласно общей классификации подобных устройств носят название обратимых машин.

Таким образом, объемно-роторные гидромашин могут быть:

- обратимыми и необратимыми;
- регулируемыми и нерегулируемыми;
- реверсивными (в которых возможно изменение потока рабочей среды или направление движения выходного звена — вала) и нереверсивными (имеющими лишь одно направление движения потока рабочей среды или вращения вала).

Система условных графических обозначений гидравлических ОРМ содержится в ГОСТ 2.782-96 [16], рекомендуемые буквенные обозначения устройств и параметров — в [20].

8. Теоретическая подача (расход) объемной машины — количество рабочего тела, прошедшее через машину и определяемое как произведение рабочего объема на число оборотов вала (двойных ходов звена с возвратно-поступательным движением). Теоретический момент на валу машины (теоретическое усилие на звене с возвратно-поступательным движением) — момент (усилие), определяемые перепадом (разностью) давлений на входном и выходном патрубках машины (без учета каких-либо потерь).

Выражения для теоретической подачи (расхода) Q^T , момента M^T и усилия R^T (для гидроцилиндра) имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} Q^T = Vn = V_0^* \bar{e} n = V^* \omega = V_0^* \bar{e} \omega; \quad Q^T = Q_{\text{пх}}^T + Q_{\text{ох}}^T = (F_{\text{пх}} + F_{\text{ох}}) v; \\ M^T = V^* \cdot \Delta p = V_0^* \bar{e} \cdot \Delta p; \quad R_{\text{пх,ох}}^T = F_{\text{пх,ох}} \cdot \Delta p, \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

где $F_{\text{пх, ох}}$ — характерный параметр (обычно площадь поршня или плунжера) гидромашин с возвратно-поступательным движением звена (цилиндра — Ц)

для режима условно прямого (пх) и обратного (ох) хода, v — скорость звена машины при его движении в режиме пх и ох, Δp — перепад давлений, ω — угловая скорость вращения вала гидромашины, измеряемая в рад/с и связанная с частотой вращения вала очевидным образом: $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

Очевидно, что для симметричных гидродвигателей (двухштоковых Ц или одноштоковых Ц с попарно закольцованными полостями) характерные параметры, расходы и усилия в режимах прямого и обратного хода совпадают.

Чтобы различать, к какой именно машине (насосу или мотору) относится та или иная величина, обычно в обозначение вводятся нижние индексы принадлежности — соответственно «н» или «м».

2.2. Потери в гидромашинах. Регулировочные и энергетические характеристики машин с учетом потерь энергии

Действительные (реальные) характеристики гидромашин существенно отличаются от теоретических, что обусловлено наличием потерь, которые подразделяются на:

– объемные потери, связанные с утечками (из машины во внешнюю среду), перетечками (между полостями машины из-за разных давлений в полостях) и так называемыми условными утечками, обусловленными сжимаемостью рабочей среды. Объемные потери зависят от степени герметичности машины, аппарата и режимов работы устройства;

– гидравлические потери, причиной возникновения которых являются всевозможные гидравлические сопротивления в каналах течения жидкости (трение жидкости о стенки каналов, перемешивание жидкости, различные сужения, расширения потока, изменения направления движения, вихри и т. п.);

– механические потери, обусловленные трением между подвижными контактирующими деталями гидромашины.

Каждый вид потерь характеризуется своим коэффициентом полезного действия. Поэтому для оценки энергетической эффективности любой гидромашины могут быть введены объемный η_o , гидравлический η_Γ и механический η_m КПД, произведение которых дает общий КПД машины η :

$$\eta = \eta_o \eta_\Gamma \eta_m. \quad (2.6)$$

Расчет общей мощности объемных потерь путем подсчета суммы всевозможных потерь из-за расходов перетечек ($q_{пер}$), утечек ($q_{ут}$), и условных утечек ($q_{усл}$) во всех щелях и уплотнительных узлах машины, возможно, имеет смысл только в научно-исследовательских целях, но на практике неприменим по совершенно очевидным причинам.

Поэтому определение объемных потерь мощности и, следовательно, объемного КПД машины выполняется на том основании, что основную часть потерь образуют перетечки, поскольку они имеют место в щелях регламентированной ширины рабочих камер между твердыми прецизионными поверхностями подвижных и неподвижных деталей машины. Минимизация условных утечек достигается рациональным проектированием активных частей (в частности, снижением так называемых «мертвых» или невытесняемых объемов

в рабочих камерах машины). Внешняя же герметичность современных машин достаточно высока. Она обычно обеспечивается применением всевозможных эластомерных уплотнений, способных длительное время (десятки тысяч часов) работать без выхода жидкости наружу при условии паспортных режимов эксплуатации. Использование так называемых торцевых уплотнений и магнитных муфт, обеспечивающих полную (абсолютную) внешнюю герметичность ОРМ пока встречается крайне редко.

Для расчета объемных потерь (как перетечек) вводится понятие эквивалентного гидросопротивления, расход q_0 рабочей среды через которое происходит в результате образующегося перепада давлений Δp на входном и выходном патрубках машины, а значение расхода равно сумме всех локальных перетечек в отдельных узлах машины.

Тогда выражение для мощности объемных потерь может быть записано в виде:

$$\Delta N_o = q_o \Delta p. \quad (2.7)$$

Физическая картина образования механических и гидравлических потерь в работающей гидромашине исключительно сложна. Она зависит от схемы, конструкции, применяемых материалов, чистоты обработки поверхностей деталей, наличия смазывающей прослойки и многих других трудно учитываемых факторов. Несмотря на важность вопроса моделирования таких потерь в объемных гидромашин, имеющиеся различные подходы к оценке этих потерь, удовлетворительного универсального решения такой задачи даже на качественном уровне пока нет. Поэтому в каждом конкретном случае формируются частные модели, широко используются эмпирические коэффициенты, а результаты теоретических расчетов сопоставляются и корректируются в соответствии со специально проводимыми экспериментами.

В проектных расчетах используется подход, основанный на определении общих механических и гидравлических потерь, т. е. рассматривается механо-гидравлический КПД $\eta_{\text{мг}}$ как произведение $\eta_{\text{м}}$ и $\eta_{\text{г}}$. Поскольку момент на валу объемно-роторной машины является произведением перепада давлений машины на рабочий объем (на радиан поворота вала), то возможен пересчет мощности механических потерь в эквивалентные гидравлические потери и наоборот. Поэтому мощность механо-гидравлических потерь часто определяется как мощность потерь на эквивалентном узле, в котором пара контактирующих поверхностей перемещается друг относительно друга со скоростью вращения вала машины ω , а момент сил трения $\Delta M_{\text{мг}}$ является результатом механических и гидравлических потерь в реальной гидромашине.

В таком случае выражение для мощности механо-гидравлических потерь есть:

$$\Delta N_{\text{гм}} = \omega \Delta M_{\text{мг}}. \quad (2.8)$$

Следовательно, соотношение (2.7) может быть записано в более простом виде:

$$\eta = \eta_o \eta_{\text{мг}}. \quad (2.9)$$

На *рис. 2.1* схематично стрелками показаны потоки входной механической энергии, входной и выходной энергии потока жидкости, механо-гидравлических потерь, а также расходы объемных потерь.

Фактическая подача насоса Q_H связана с теоретической подачей Q_H^T и объемными потерями следующим образом:

$$Q_H = Q_H^T - q_{ут} - q_{пер} \cong Q_H^T - q_{пер}. \quad (2.10)$$

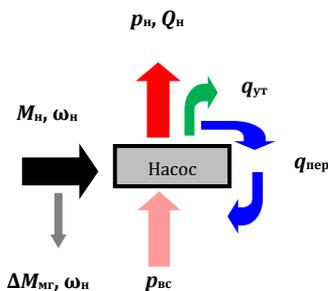


Рис. 2.1

Полагая, что для перетечек жидкости характерен ламинарный режим движения, имеем:

$$q_{пер} = k_{н.пер} \Delta p_H = k_{н.пер} (p_H - p_{вс}) \cong k_{н.пер} p_H, \quad (2.11)$$

где $k_{н.пер}$ — коэффициент перетечек на эквивалентном гидросопротивлении машины.

Тогда выражения для фактической подачи и объемного КПД насоса принимают следующий вид:

$$Q_H = V_{0H}^* \bar{e}_H \omega_H - q_{ут} - k_{пер} p_H; \quad (2.12)$$

$$\eta_{o.H} = \frac{Q_H}{Q_H^T} = 1 - \frac{q_{пер}}{Q_H^T} = 1 - \frac{k_{пер} p_H}{V_{0H}^* \bar{e}_H \omega_H}. \quad (2.13)$$

Таким образом, с увеличением теоретической подачи машины и/или снижением нагрузки ее объемный КПД возрастает.

На рис. 2.2 изображена зависимость подачи насоса от нагрузки (давления в напорной гидролинии). Ниспадающая ветвь характеристики соответствует уравнению (2.13).

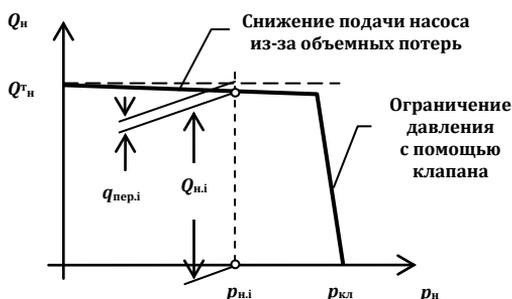


Рис. 2.2

Поскольку величина объемных потерь незначительна по сравнению с подачей насоса, напорную линию машины необходимо защищать при повышении давления свыше расчетного значения, что обычно выполняется с помощью специального гидроаппарата (чаще всего клапана).

Механогидравлический КПД насоса представляет собой отношение теоретического момента на валу (необходимого для создания перепада давлений) к моменту с учетом всевозможных механических и гидравлических потерь:

$$\eta_{\text{мг.н}} = \frac{M_{\text{н}}^{\text{T}}}{M_{\text{н}}} = \frac{M_{\text{н}}^{\text{T}}}{M_{\text{н}}^{\text{T}} + \Delta M_{\text{мг.н}}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M_{\text{мг.н}}}{M_{\text{н}}^{\text{T}}}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M_{\text{мг.н}}}{V_{0\text{н}}^* \bar{e}_{\text{н}} \Delta p_{\text{н}}}} \cong \frac{1}{1 + \frac{\Delta M_{\text{мг.н}}}{V_{0\text{н}}^* \bar{e}_{\text{н}} p_{\text{н}}}}. \quad (2.14)$$

Как следует из соотношения (2.14), механогидравлический КПД насоса возрастает с увеличением рабочего объема и/или нагрузки машины. Следует отметить, что такой вывод получается при условии, что суммарный момент механических и гидравлических потерь — неизменная величина. На самом деле он является сложной функцией схемных и конструкционных особенностей машины, режимов движения, нагрузки и других трудно учитываемых факторов.

Связь входной мощности, поступающей на вал насоса с выходной мощностью гидравлического потока жидкости очевидна:

$$N_{\text{н}}^{\text{вх}} = \frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{н}} (p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})}{\eta_{\text{о.н}} \eta_{\text{гм.н}}} \cong \frac{Q_{\text{н}} p_{\text{н}}}{\eta_{\text{о.н}} \eta_{\text{гм.н}}}. \quad (2.15)$$

Расход жидкости, поступающий на мотор, частично расходуется на вращение его вала с угловой скоростью $\omega_{\text{м}}$, часть расхода перетекает из полостей с более высоким давлением $p_{\text{м}}$ в полости с меньшим (сливным) давлением $p_{\text{сл}}$, малая часть расхода образует утечки жидкости. Разница между входным $p_{\text{м}}$ и выходным (сливным) $p_{\text{сл}}$ давлением (т. е. перепад давлений на моторе $\Delta p_{\text{м}}$) создает крутящий момент на валу машины и частично расходуется на преодоление сопротивлений механического и гидравлического характера. Схематично это показано на *рис. 2.3*.

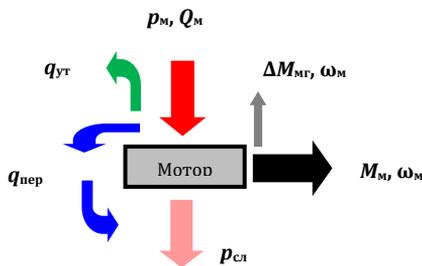


Рис. 2.3

Поэтому связь между теоретическим и фактическим расходами жидкости в моторе имеет вид:

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м}}^{\text{T}} + q_{\text{ут}} + q_{\text{пер}} \cong Q_{\text{н}}^{\text{T}} + q_{\text{пер}}. \quad (2.16)$$

Полагая, что связь расхода перетечек с перепадом давлений машины определяется выражением, аналогичным по структуре соотношению (2.11):

$$q_M = k_{\text{м.пер}} \Delta p_M = k_{\text{м.пер}} (p_M - p_{\text{сл}}) \cong k_{\text{м.пер}} p_M, \quad (2.17)$$

получим:

$$Q_M = V_{0M}^* \bar{e}_M \omega_M + q_{\text{ут}} + k_{\text{пер}} p_M \cong V_{0M}^* \bar{e}_M \omega_M + k_{\text{пер}} p_M. \quad (2.18)$$

Следовательно, объемный КПД мотора как отношение полезного расхода, необходимого для вращения вала со скоростью ω_M , к общему расходу жидкости, поступающему на гидромашину, может быть определен соотношением:

$$\eta_{\text{о.м}} = \frac{Q_M^T}{Q_M} = \frac{Q_M^T}{Q_M^T + q_{\text{пер}}} = \frac{1}{1 + \frac{q_{\text{пер}}}{Q_M^T}} = \frac{1}{1 + \frac{k_{\text{пер}} p_M}{V_{0M}^* \bar{e}_M p_M}}, \quad (2.19)$$

а зависимость скорости вращения вала мотора от параметрии машины, коэффициента объемных потерь и нагрузки — по формуле:

$$\omega_M = \frac{Q_M - k_{\text{пер}} p_M}{V_{0M}^* \bar{e}_M} = \omega_M^T - \frac{k_{\text{пер}} p_M}{V_{0M}^* \bar{e}_M} = \omega_M^T - \Delta\omega_M, \quad (2.20)$$

где $\Delta\omega_M$ — скоростное скольжение (снижение скорости вращения вала мотора из-за объемных потерь).

График зависимости $\omega_M(p_M)$ показан на рис. 2.4 и свидетельствует о линейном снижении скорости вращения вала мотора при возрастании нагрузки или с уменьшением рабочего объема гидромашины, а также с ростом износа машины (увеличения $k_{\text{пер}}$).

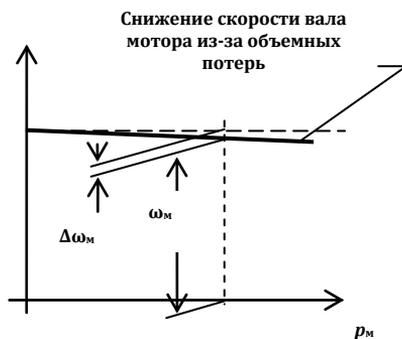


Рис. 2.4

Механогидравлический КПД мотора есть отношение полезного момента на валу машины к моменту, формируемому за счет перепада давлений $\Delta p_M \cong p_M$:

$$\eta_{\text{мг.м}} = \frac{M_M}{M_M^T} = \frac{M_M - \Delta M_{\text{мг.м}}}{M_M^T} = 1 - \frac{k_{\text{мг.м}} p_M}{V_{0M}^* \bar{e}_M p_M}. \quad (2.21)$$

Связь выходной мощности мотора с входной мощностью (гидравлического потока) определяется соотношением:

$$N_M = N_M^{BX} \eta_M = Q_M (p_M - p_{cl}) \eta_M \cong Q_M p_M \eta_M. \quad (2.22)$$

Современные объемно-роторные гидромашины имеют достаточно высокие значения КПД, что обеспечивает хорошую энергоэффективность гидравлической техники. Так, диапазон объемных КПД для лучших машин составляет $0,92 \div 0,97$, механогидравлический КПД находится в пределах $0,95 \div 0,98$, что дает общий КПД, равный $0,9 \div 0,93$. Тем не менее, при передаче потоком жидкости значительных мощностей (сотни кВт) при достигнутой в настоящее время компактности гидравлических машин и аппаратов потери даже нескольких процентов мощности могут привести к чрезмерному нагреву системы, что почти всегда заставляет устанавливать всевозможные термостабилизаторы, увеличивающие массовые, габаритные и стоимостные показатели гидроприводной системы.

2.3. Приближенный расчет потерь энергии в объемно-роторных гидромашинах

Как уже указывалось выше, определение потерь в объемно-роторных машинах представляет собой достаточно сложную задачу. Наиболее достоверный результат получается при непосредственном экспериментальном исследовании разработанных конструкций машин и его использовании в прогнозировании характеристик новых изделий.

Для предварительного анализа энергетических возможностей гидромашин часто применяются более простые соотношения, учитывающие лишь основные виды потерь в машинах, но дающие во многих случаях вполне приемлемую точность.

Практика свидетельствует, что основными видами потерь в объемно-роторных машинах, работающих на минеральных маслах, являются объемные потери (главным образом, перетечки) и механогидравлические потери, обусловленные вязким (скоростным) трением в подвижных частях машины. Тогда определение потерь мощности из-за этих двух факторов может быть выполнено на основании соотношений (2.7), (2.8) с учетом того, что момент сил скоростного трения прямо пропорционален вязкости жидкости μ , а расход объемных потерь (перетечек) находится в обратной зависимости по отношению к вязкости [1, 7, 24]:

$$\Delta N_o = q_o \Delta p = k_o \Delta p^2 = k \frac{1}{q \mu} \Delta p^2; \quad (2.23)$$

$$\Delta N_{вт} = \Delta N_{г} + \Delta N_{м} = \omega \Delta M_{мг} = \omega (k_{мг} \omega) = k_{мг} \omega^2 = k_{\omega} \mu \omega^2, \quad (2.24)$$

где $\Delta N_{вт}$ — мощность потерь вязкого (скоростного) трения; k_q, k_{ω} — конструкционные константы конкретной гидромашин (так называемые коэффициенты индивидуальности машины), зависящие от схемы, конструкции, использованных материалов, допусков и посадок сопрягаемых поверхностей, условий сборки и приработки частей конструкции, степени износа контактирующих поверхностей

(обычно как следствие степени загрязнения жидкости и длительности эксплуатации особенно на нерасчетных режимах).

Тогда суммарная мощность потерь в гидромашине есть:

$$\Delta N_{\Sigma} = \Delta N_o + \Delta N_{вт} = k \frac{1}{q} \Delta p^2 + k_{\omega} \mu \omega^2. \quad (2.25)$$

Графики составляющих и суммарных потерь мощности в гидромашине показаны на *рис. 2.5*.

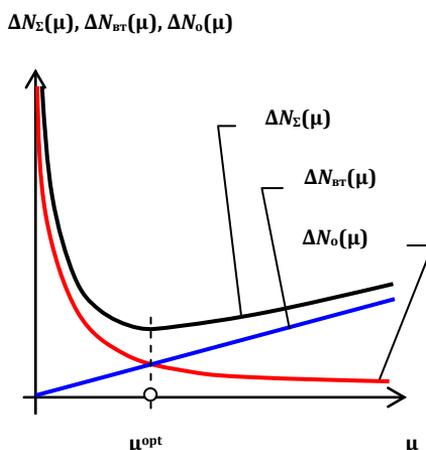


Рис. 2.5

Из графиков следует, что функция суммарных потерь от вязкости жидкости имеет минимум, который можно найти, взяв первую производную функции потерь по μ и приравняв ее нулю. В результате имеем следующее соотношение для оптимальной вязкости жидкости, при которой потери минимальны:

$$\mu^{\text{opt}} = \frac{\Delta p}{\omega} \sqrt{\frac{k}{q} \frac{k}{\omega}}. \quad (2.26)$$

Легко убедиться в том, что при $\mu = \mu^{\text{opt}}$ (в паспортном режиме эксплуатации машины) объемные и скоростные потери равны друг другу:

$$\Delta N_o(\mu^{\text{opt}}) = \Delta N_{вт}(\mu^{\text{opt}}) = 2k \frac{1}{q} \frac{\Delta p^2}{\mu^{\text{opt}}} = 2k_{\omega} \mu^{\text{opt}} \omega^2, \quad (2.27)$$

откуда минимальные суммарные потери имеют следующий вид:

$$\Delta N_{\Sigma}^{\text{min}} = \Delta N_{\Sigma}(\mu^{\text{opt}}) = 2\Delta p \omega \sqrt{k \frac{k}{q} \frac{1}{\omega}}. \quad (2.28)$$

2.4. Универсальные энергетические и регулировочные характеристики объемно-роторных гидромашин

Для более точной оценки потерь и, следовательно, энергетической эффективности объемно-роторных машин при различных значениях параметра регулирования используются универсальные энергетические и регулировоч-

ные характеристики, которые представляют собой изолинии полного КПД машины в плоскости двух показателей, определяющих мощность машины, при различных значениях параметра регулирования. Для насосов это безразмерная подача $\bar{Q}_н$, определяемая как отношение фактической подачи насоса $Q_н$ к максимальной подаче $\bar{Q}_н^{\max}$, и безразмерное напорное давление $\bar{p}_н$ — отношение напорного давления $p_н$ к максимальному значению $\bar{p}_н^{\max}$, определяемому настройкой предохранительного клапана (давлением во всасывающей гидролинии пренебрегают из-за его малости). Применительно к гидромоторам используются безразмерные величины развиваемого момента на валу машины $\bar{M}_м$ (отношение фактического момента $M_м$ к максимальному $M_м^{\max}$) и безразмерной угловой скорости вращения вала $\bar{\omega}_м$ (отношение фактической угловой скорости $\omega_м$ к максимальной $\omega_м^{\max}$).

Чаще всего на поля графиков изолиний КПД машин наносят линии равного значения выходной мощности, имеющие гиперболический вид. Обычно данные зависимости строятся только для практически значимых диапазонов изменения КПД.

Следует заметить, что вид универсальных характеристик для одной и той же машины будет меняться в зависимости от ресурса, а для разных схем машин, даже относящихся к одному и тому же классу (виду), может быть совершенно различным. Перед тем как попасть на рынок, каждая изготовленная и обкатанная машина проходит тестовые испытания, позволяющие получить универсальные характеристики конкретного изделия в состоянии поставки. Эти экспериментальные характеристики ведущие фирмы-производители данной техники часто приводят в паспорте с техническими показателями машины. Кроме того, в ряде случаев может быть предоставлена информация о прогнозируемом изменении энергетических (и регулировочных для машины с управляемым рабочим объемом) характеристик машины по мере выработки ресурса. Данная информация является наиболее достоверной и именно ее необходимо использовать в расчетах гидросистем ответственного назначения.

Как правило, режим работы гидромашины в составе гидропривода всегда отличается от паспортного значения. При отсутствии универсальных характеристик машины для определения ее показателей на нерасчетных режимах (в том числе — по температуре) рекомендуется следующая очередность действий:

- на основании паспортных данных или из известного режима работы машины определяются конструкционные константы k_q k_ω ;
- найденные значения констант используются при расчете потерь, расходов, подач, давлений, моментов, усилий в конкретном режиме работы;
- на основании полученных значений решается вопрос о допустимости потерь энергии, термостабилизации, технико-экономической целесообразности эксплуатации машины в данных режимах в составе конкретного гидропривода.

Если имеются универсальные характеристики машины, решение данных вопросов становится более точным и упрощается, поскольку информация о режимах работы машины непосредственно считывается с графиков характеристик.

2.5. Особенности расчета статических характеристик гидроцилиндров и поворотных гидродвигателей

Для гидромашин с перемещением выходного звена на ограниченную величину (угол поворота для ПгД или линейное перемещение для Ц) КПД оценивается как отношение выходной (полезной) работы к затраченной входной (гидравлической) энергии. Энергетическая эффективность этих машин весьма высока (например, полный КПД гидроцилиндров и многих ПгД достигает 0,98), вследствие чего специальный расчет КПД и величин потерь в них часто не производится.

Особенностью расчета характеристик несимметричных (в частности, одноштоковых) цилиндров является разные усилия, развиваемые при прямом и обратном ходе выходного звена, и, следовательно, производимые работы. Это приводит также к изменению количества жидкости в гидробаке в зависимости от режима работы Ц, что в ряде случаев необходимо учитывать в проектных работах по гидросистеме объекта. Как правило, в паспортах таких Ц указываются наибольшие усилия и совершаемые работы (при выходе штока из корпуса Ц).

Значительные объемы рабочего тела, находящегося в полостях Ц и ПгД, а также сравнительно тонкие стенки данных гидродвигателей (особенно Ц) в ряде случаев требуют учета деформации системы «корпус гидромашин — сжимаемая жидкость». Другая особенность заключается в том, что жесткость несимметричного гидродвигателя зависит от положения разделителя (координаты выходного звена), что в ряде случаев необходимо учитывать при расчете несущей способности машины.

Достаточно простой и, вместе с тем, дающий требуемую точность, расчет жесткости несимметричного Ц заключается в следующем.

Допустим, что объем жидкости при изменении давления подчиняется закону упругой деформации Гука, гидроцилиндр с поршнем — разделителем двух полостей (штоковой и поршневой) может быть заменен физической моделью — твердым телом, «подпружиненным» сверху и снизу идеальными пружинами, как изображено на *рис. 2.6*.

В таком случае жесткости поршневой (C_1) и штоковой (C_2) полостей гидроцилиндра могут быть найдены из следующих соотношений:

$$C_1 = \frac{EF}{y}; \quad C_2 = \frac{E(kF)}{y^{\max} - y}, \quad (2.29)$$

где y — координата перемещения выходного звена Ц; y^{\max} — максимальный ход звена; k — коэффициент отношения рабочей площади поршня штоковой полости к площади поршня, обычно находящийся в пределах $k = 0,5 \div 0,75$ [2, 11].

При этом общая жесткость всего гидроцилиндра есть $C = C_1 + C_2$.

В приведенных выше выражениях эквивалентный модуль упругости всей системы находится по выражению [1, 7]:

$$E = \frac{2E_{\text{ж}} E_{\text{ст}} \delta_{\text{ст}}}{E_{\text{ж}} D_{\text{п}} + 2E_{\text{ж}} \delta_{\text{ст}}}, \quad (2.30)$$

где $E_{\text{ж}}$, $E_{\text{ст}}$ — модуль упругости соответственно жидкости и материала стенок корпуса гидроцилиндра, $\delta_{\text{ст}}$ — толщина стенки корпуса гидроцилиндра, $D_{\text{п}}$ — диаметр поршня.

Графики составляющих жесткостей C_1 , C_2 и общей жесткости C как функций координаты поршня приведены на рис. 2.7.

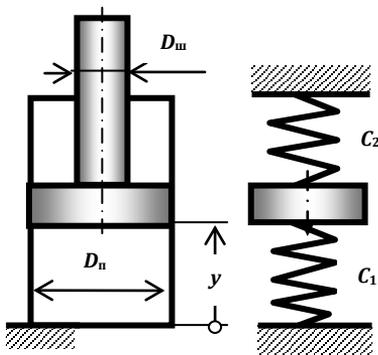


Рис. 2.6

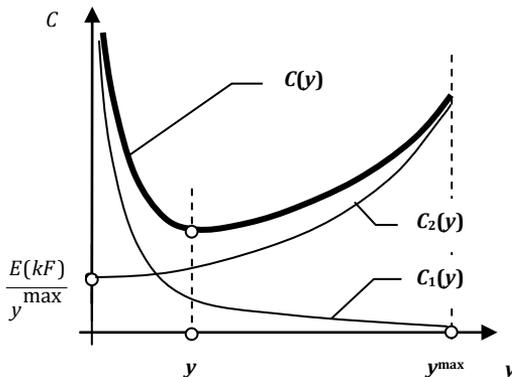


Рис. 2.7

Исследование функции $C(y)$ на экстремум показывает, что $C(y) = C^{\min}$ имеет место при координате положения поршня, определяемой как:

$$y_3 = y^{\max} \left(1 + \sqrt{\frac{(kF)}{F}} \right)^{-1}. \quad (2.31)$$

Выражение для минимальной жесткости системы имеет вид:

$$C^{\min} = C(y_3) = E \left[\frac{F}{y_3} + \frac{(kF)}{(y^{\max} - y_3)} \right]. \quad (2.32)$$

Очевидно, что для симметричного (двухштокового) цилиндра $k = 1$ и минимальная жесткость имеет место при среднем положении поршня относительно корпуса.

Отдельную группу цилиндров образуют телескопические конструкции, в которых подвижная группа представляет собой несколько вложенных друг в друга цилиндрических оболочек, каждая из которых имеет возможность перемещаться в осевом направлении относительно других. В результате этого полный ход выходного звена (оболочки наименьшего диаметра) превышает осевой размер конструкции в сложенном состоянии, что часто имеет определяющее значение для компоновки многих технических объектов (самосвалов, подъемников и т. п.).

Обратное движение в таких цилиндрах обычно осуществляется под действием какой-либо внешней силы (гравитационной, набегающего потока воздуха или воды и пр.), однако существуют конструкции, где обратный ход может также совершаться под действием давления рабочего тела. Тяговые возможности телескопических цилиндров определяются усилием, которое способно развить звено Ц с наименьшим диаметром — внутренний шток в режиме прямого хода (выдвижения штока).

Для повышения управляемости гидросистемой, имеющей двигателя в виде цилиндров и/или поворотных двигателей, данные машины часто снабжаются встроенными электрическими датчиками перемещения. Гидромоторы также комплектуются встроенными датчиками положения и/или скорости. Информация с датчиков передается по стандартизированным протоколам кодирования в управляющие блоки системы технического объекта.

Поворотные гидродвигатели (ПгД) являются нерегулируемыми, но реверсивными и обратимыми машинами. Поскольку характерным признаком такого двигателя является только поворот выходного звена на ограниченный угол с передачей крутящего момента, то данное звено есть вал, а сама конструкция может включать самые разнообразные механизмы, обеспечивающие преобразование гидравлической или пневматической энергии в механическую энергию поворачивающегося вала (некоторые образцы схем и конструкций ПгД см. в [1, 7, 24]).

Данные двигатели применяются в тех случаях, когда необходимо получить вращательное движение исполнительного звена на ограниченный угол без применения каких-либо промежуточных преобразующих механизмов. Однако лишь сравнительно небольшая часть таких двигателей действительно не имеет промежуточных механизмов, более удачными в технологических аспектах и работоспособными на повышенных давлениях оказываются двигатели, имеющие те или иные механизмы.

Теоретический момент M^T на валу объемно-роторной машины связан с объемной постоянной V_0 и перепадом давлений Δp соотношением:

$$M^T = \frac{V_0}{2\pi} \Delta p. \quad (2.33)$$

Поскольку объемная постоянная определяется из расчета поворота вала на один полный оборот, а у большинства поворотных гидродвигателе вал поворачивается на угол $\alpha^{\max} \neq 2\pi$, для использования соотношения (2.33) требуется выполнить очевидный пересчет рабочего объема V_α , указанный для α^{\max} в паспортных данных машины:

$$V_0 = 2\pi \frac{V_\alpha}{\alpha^{\max}}. \quad (2.34)$$

Фактический момент на валу будет меньше теоретического значения из-за потерь на трение, определение которых расчетным путем затруднительно. Поэтому в проектных расчетах обычно используют статистические значения полного η , объемного η_o и механогидравлического $\eta_{\text{мг}}$ КПД, которые для рассмотренного исполнения машин находятся в пределах: $\eta = 0,8 \div 0,9$; $\eta_o = \eta_{\text{мг}} = 0,9 \div 0,95$.

Достаточно популярны благодаря хорошей технологичности, герметичности и возможности получения углов, больших 2π , схемы и конструкции ПгД с поршневым разделителем и встроенным механизмом «поршень — шток — зубчатая рейка — шестерня», а также «поршень — шток — винтовой механизм». Недостатки таких схем — наличие промежуточного механизма, передающего усилия (моменты) через контакт твердых поверхностей, опасность люфтов, износа, необходимость установки силовых упорных подшипников вала.

2.6. Задачи

Задача 2.1. Объемно-роторный насос с объемной постоянной $V_0 = 63 \text{ см}^3$ при частоте вращения ротора $n_{н1} = 1450 \text{ об/мин}$ обеспечивает подачу минерального масла $Q_{н1} = 85 \text{ л/мин}$. Давление на выходном патрубке насоса в указанном режиме равно $p_{н1} = 16 \text{ МПа}$, а давление во всасывающем патрубке — $p_{вс1} = 0,5 \text{ МПа}$.

Определить объемный КПД, теоретическую подачу насоса, численное значение объемных потерь, мощности объемных потерь и гидравлическую мощность насоса для данного режима его работы.

Задача 2.2. Известно, что насос, рассмотренный в задаче 2.1, имеет закупочную цену $C_{н1} = 2100 \text{ у.е.}$ Получено предложение от фирмы, разрабатывающей гидромашины с улучшенными энергетическими показателями, приобрести новый насос с аналогичными техническими характеристиками и параметрами, но имеющий для такого же режима эксплуатации полный КПД, равный 0,92 по цене 4800 у.е.

Требуется оценить целесообразность замены старого насоса на новый, если срок службы оборудования составляет 1 год, 5 лет и 10 лет.

Задача 2.3. Насос, рассмотренный в задаче 2.1, предполагается установить в гидросистему промышленного робота, где вращение вала насоса будет осуществляться с частотой $n_{н2} = 2000 \text{ об/мин}$, а давление в напорном патрубке составит $p_{н2} = 10 \text{ МПа}$.

Полагая, что потери энергии на всасывающей гидролинии насоса обусловлены скоростными потерями, режим течения жидкости является турбулентным, а зависимость объемных потерь (перетечек жидкости) от развиваемого давления имеет практически линейный вид, определить теоретическую и действительную (фактическую) подачи насоса, его гидравлическую мощность, расход и мощность объемных потерь для режима предполагаемой эксплуатации гидромашины в гидросистеме робота.

Задача 2.4. Для комплектации гидросистемы робота был предложен шестеренный насос с паспортным диапазоном напорных давлений от 2,5 до 20 МПа включительно.

В ходе стендовых испытаний шестеренного насоса было установлено, что при частоте вращения ротора $n_{н1} = 1500 \text{ об/мин}$ и давлении в напорной гидролинии (на выходном патрубке насоса) $p_{н1} = 8 \text{ МПа}$ подача гидромашины составила $Q_{н1} = 70 \text{ л/мин}$, а при повышении напорного давления до $p_{н2} = 12 \text{ МПа}$ подача снизилась до $Q_{н2} = 60 \text{ л/мин}$.

Считая линейной зависимость объемных потерь (перетечек жидкости) в насосе от выходного давления и пренебрегая численными значениями давлений в гидролинии всасывания, определить объемную постоянную гидромашины,

объемный КПД насоса, расходы и мощности объемных потерь, а также гидравлические мощности насоса для проведенных испытаний.

Рассчитать значения и построить график изменения подачи насоса и его мощности во всем паспортном диапазоне напорных давлений.

Задача 2.5. В результате проведенных испытаний объемно-роторного гидромотора в паспортном режиме его работы было установлено, что при расходе, проходящем через мотор и равном 50 л/мин, перепаде давления на гидромоторе 16 МПа ротор вращался с частотой 1450 об/мин, а развиваемый на валу гидромашины момент составил 79 Н·м.

Для указанных условий испытаний требуется определить:

- входную и выходную мощности мотора;
- полный, объемный и гидромеханический КПД машины;
- теоретический расход, объемную постоянную и расход объемных потерь;
- теоретический момент на валу, приведенный к валу момент трения.

Задача 2.6. Винтовой насос, комплектующий насосную станцию гидросистемы промышленного робота, предназначенного для работы в условиях пониженного шума, должен обеспечить равномерную подачу $Q_n = 120$ л/мин минерального масла с развиваемым перепадом давлений $p_n = 12$ МПа на частоте вращения ротора $n_n = 2950$ об/мин. Известно, что при работе в указанном режиме общий КПД гидромашин составляет 72 %, а объемный КПД равен 89 %.

Требуется определить объемную постоянную, теоретическую подачу машины, теоретический и фактический моменты на валу насоса для указанного режима его работы, выходную и потребляемую (входную) мощности насоса, а также расход перетечек жидкости и эквивалентную мощность потерь трения, приведенных к валу насоса.

Задача 2.7. В результате испытаний объемно-роторного гидромотора выяснилось, что при заторможенном роторе машины под действием перепада давлений 32 МПа расход объемных потерь составил 120 см³/мин. Вращение ротора гидромотора под действием этого же перепада давлений характеризовалось частотой 1450 об/мин, развиваемым моментом 18,8 Н·м и приведенным моментом трения 0,63 Н·м.

Полагая, что расход объемных потерь и приведенный к валу момент трения одинаковы для неподвижного и вращающегося ротора машины, для указанных условий испытаний определить:

- приведенный коэффициент и мощность объемных потерь мотора;
- мощность, обусловленную гидромеханическими потерями на трение;
- теоретический момент на валу мотора, теоретический расход и объемную постоянную гидромашин;
- объемный, гидромеханический и полный КПД гидромотора.

Задача 2.8. Для вращения осевого рабочего колеса воздуходувки цеха вместо громоздкого электродвигателя с ременной передачей применен гидропривод, схема которого показана на *рис. 2.8*. Охлаждение жидкости осуществляется радиатором, имеющим гидравлическое сопротивление $R_p = 8 \cdot 10^{12}$ Нс²/м⁸. Известны следующие параметры системы: объемная постоянная гидромотора (М) $V_{ом} = 250$ см³; потери давления на подпорном клапане (КП2) составляют $\Delta p_n = 0,2$ МПа; неизменная по нагрузке подача насоса, равная $Q_n = 120$ л/мин. Момент на валу рабочего колеса M_m связан с угловой скоростью

вращения колеса ω соотношением $M_M = K_M \omega^2$, где коэффициент пропорциональности равен $K_M = 1,5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$.

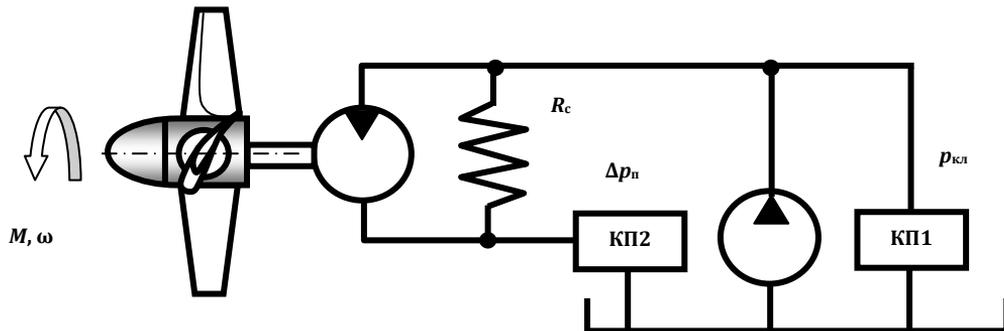


Рис. 2.8

Полагая, что режимы течения во всех элементах гидросистемы являются развитыми турбулентными, пренебрегая потерями энергии в M , определить:

- на какое давление $p_{кл}$ следует настроить предохранительный клапан КП1;
- угловую скорость ω вращения вала M (осевого колеса воздуходувки) и тяговый момент M_M на M , соответствующий $p_{кл}$;
- расходы жидкости, проходящей через M и радиатор;
- мощность N_M на валу M и мощность радиатора N_p , отводимую данным агрегатом в виде тепла;
- гидравлическую (выходную) мощность N_H и входную мощность насоса, потребную электрическую мощность $N_э$ приводящего электродвигателя (ЭД) насоса, если полный КПД ЭД равен 0,88;
- суточные затраты $C_э$ на оплату электроэнергии при тарифе 0,04 у.е./кВт·ч).

Решить задачу при условии, что в расчетном режиме КПД мотора максимален и равен 0,9.

Как изменится решение задачи для следующих вариантов сочетаний параметров гидропривода:

1. $R_p = 10^{14} \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^8$.
2. Насос имеет нежесткую характеристику, определяемую соотношением $p_H = p_H^{\max} - K_H Q_H^2$, где максимальное давление равно $p_H^{\max} = 20 \text{ МПа}$, а коэффициент пропорциональности $K_H = 10^{12} \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^8$.
3. Характеристика насоса имеет вид: $p_H = p_H^{\max} - K_H Q_H$, где $p_H^{\max} = 10 \text{ МПа}$ и $K_H = 0,2 \cdot 10^{10} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^5$.

Задача 2.9. В результате плановой модернизации имеющегося в цехе оборудования сформировалось мнение, что эффективность радиатора гидросистемы воздуходувки (см. рис. 2.8) невелика, поскольку он установлен параллельно гидромотору и лишь часть жидкости охлаждается радиатором. Руководство цеха предложило поставить этот радиатор в сливной гидролинии гидромотора до ПК2, не меняя остальных агрегатов системы.

Определить параметры, показатели и характеристики гидросистемы, перечисленные в задаче 2.8.

Задача 2.10. Аксиально-поршневой насос работает в составе электронасосного агрегата гидросистемы робота. При температуре рабочей жидкости,

составляющей $t_{ж1} = +50$ °С, и кинематической вязкости $\nu_{50} = 20$ сСт режим работы насоса является паспортным (оптимальным) и характеризуется напором $p_{н1} = 32$ МПа, подачей $Q_{н1} = 250$ л/мин при частоте вращения ротора $n_{н1} = 2950$ об/мин. Потребляемая электродвигателем насоса мощность (из электросети) составляет $N_{э1}^{ВХ} = 160$ кВт, а полный КПД электродвигателя равен $\eta_э = 0,9$.

Для указанного режима определить:

- объемную постоянную, теоретическую подачу, момент трения на валу, теоретический момент на валу и гидравлическую мощность насоса;
- расход и мощность объемных потерь, мощность гидромеханических потерь и полные потери мощности;
- объемный, гидромеханический и полный КПД насоса.

Задача 2.11. Насос, рассмотренный в задаче 2.10, эксплуатируется в гидросистеме энергетического объекта в паспортном режиме. Поддержание требуемой температуры жидкости осуществляется дорогостоящим теплообменным аппаратом. В рамках кампании по упрощению структуры гидросистемы было решено демонтировать и теплообменный аппарат. В результате уже через несколько минут работы такого электронасосного агрегата температура рабочей жидкости стала достигать установившегося значения $t_{ж2} = +70$ °С, что не влияло на технические показатели гидрооборудования гидросистемы, потребляющего гидроэнергию насоса, и поэтому такую модернизацию признали целесообразной.

Полагая, что плотность рабочей жидкости сохраняется практически неизменной с изменением температуры и равна $\rho_ж = 840$ кг/м³, а вязкость ν_t для температуры $t_ж$ (измеряемой в градусах по шкале Цельсия) связана с вязкостью при оптимальной температуре эмпирической зависимостью вида

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t_ж} \right)^{2,5},$$

для электронасосного агрегата, работающего на более горячей жидкости определить, изменится ли подача насоса по сравнению с ее паспортным значением.

Если изменение подачи будет иметь место, выяснить, на какое значение частоты вращения вала насоса $n_{н2}$ следует перейти для сохранения подачи, равной паспортной, т. е. $Q_{н1}$.

При необходимости назначения новой частоты вращения вала для нового значения $n_{н2}$ при $t_{ж2}$ рассчитать:

- расход и мощность объемных потерь, приведенный к валу насоса момент трения, момент на валу насоса, мощность гидромеханических потерь, полные потери мощности, входную и выходную мощность насоса;
- объемный, гидромеханический и полный КПД насоса и полный КПД электронасосного агрегата, если КПД электродвигателя сохранился неизменным;
- мощность, потребляемую электродвигателем от сети, и мощность, развиваемую электродвигателем.

Построить графики изменения мощности объемных и гидромеханических потерь в зависимости от кинематической вязкости и температуры жидкости.

Построить также указанные графики при условии трехменной работы гидросистемы работа в течение $z_d = 312$ рабочих дней в году и тарифе на элек-

троэнергию $C_{т.э} = 0,08$ у.е./кВт·ч), определить абсолютные затраты на электроэнергию за год при эксплуатации электронасосного агрегата в штатном (паспортном) режиме, а также в режиме повышенной температуры жидкости. Основываясь на разнице в оплате электроэнергии для рассмотренных режимов, решить вопрос об эффективности проведенной модернизации, если:

– стоимость закупки и установки теплообменного аппарата с водяным хладагентом (схема работы аппарата показана в условии задачи 1.1) равна $C_{та} = 1200$ у.е.;

– стоимость обслуживания теплообменного аппарата составляет $C_{о.т.а} = C_{т.н} Q_n$, где $C_{т.н}$ — нормативный коэффициент, принимаемый равным $C_{т.н} = 2,5$ у.е./л/мин);

– изменение частоты вращения вала насоса предполагается осуществить за счет установки частотного преобразователя, цена которого составляет $C_{чп/н} = 70$ у.е./кВт, а КПД считается неизменным по имеющим место режимам работы и равен 0,95.

Задача 2.12. Объемно-роторный насос, имеющий объемную постоянную $V_0 = 71$ см³, работает в составе гидросистемы агрегатной линии цеха, обеспечивая в оптимальном (паспортном) режиме при частоте вращения ротора $n_{н.о} = 2950$ об/мин подачу $Q_{н.о} = 190$ л/мин и создавая напорное давление $p_{н.о} = 12$ МПа. Рабочей жидкостью гидросистемы является минеральное масло вязкостью $\nu_{50} = 30$ сСт и плотностью $\rho_{ж} = 860$ кг/м³. Потребляемая гидромашинной мощностью составляет $N_{н.о} = 45$ кВт.

Определить теоретическую подачу, расход и мощность объемных потерь, мощность полных и гидромеханических потерь, гидравлическую мощность, объемный, гидромеханический и полный КПД насоса для указанного режима.

Привести физическое обоснование изменения, либо неизменности составляющих КПД насоса варьировании напорного давления относительно паспортного значения.

Рассчитать выходную мощность, потери мощности, потребляемую мощность и составляющие КПД гидромашинны при изменении режимов ее работы для следующих случаев:

– вязкость снижается до значения $\nu_{70} = 5$ сСт, напорное давление становится равным $p_{н2} = 6,3$ МПа, а частота вращения ротора устанавливается на значении $n_{н.1} = 6500$ об/мин;

– вязкость повышается до уровня $\nu_{20} = 80$ сСт при одновременном росте напорного давления до $p_{н3} = 16$ МПа и снижении частоты вращения ротора до $n_{н.2} = 1450$ об/мин.

Задача 2.13. Оптимальный режим работы объемно-роторного насоса характеризуется следующими параметрами: кинематической вязкостью перекачиваемой жидкости $\nu_{50} = 25$ сСт, плотностью жидкости $\rho_{ж} = 760$ кг/м³, выходным давлением $p_{н} = 12$ МПа, подачей $Q_{н} = 120$ л/мин при частоте вращения ротора $n_{н} = 2950$ об/мин и полным КПД, равным 82 %.

Данный насос был установлен в гидросистему робота, температура жидкости, в которой может меняться в течение времени работы от $t^{\min} = +30$ °С до $t^{\max} = +85$ °С.

Требуется определить необходимый диапазон изменения (подстройки) частоты вращения ротора насоса с помощью системы «приводной асинхронный электродвигатель насоса — частотный преобразователь напряжения»

для обеспечения стабильности подачи гидромашины при указанном напорном давлении, если зависимость динамической вязкости жидкости μ_t от температуры $t_{ж}$, измеряемой в градусах шкалы Цельсия, имеет следующий вид:

$$\mu_t = \mu_{50} \left(\frac{50}{t_{ж}} \right)^{3,1},$$

где μ_{50} — динамическая вязкость жидкости при температуре $t^{opt} = +50$ °С.

Для указанного температурного диапазона рассчитать потери мощности по сравнению с паспортным режимом, а также изменение потребного тягового момента приводного электродвигателя.

Задача 2.14. Оптимальный режим работы регулируемого объемно-роторного насоса характеризуется следующими показателями: кинематической вязкостью жидкости $\nu_{50} = 20$ сСт, плотностью жидкости $\rho_{ж} = 840$ кг/м³, напорным давлением $p_n = 25$ МПа, фактической подачей $Q_n = 200$ л/мин, частотой вращения ротора $n_n = 2950$ об/мин и объемным КПД, составляющим 96 %.

Данный насос был рекомендован фирмой-разработчиком для установки в гидросистему робота, функционирование которой будет осуществляться при давлении в напорной гидролинии $p_{н.с} = 0,8 p_n$, причем точность поддержания требуемой подачи должна быть не хуже ± 10 % от оптимальной подачи насоса. Изменение температуры жидкости в гидросистеме предполагается колеблющимся в диапазоне от $t^{min} = +20$ °С до $t^{max} = +85$ °С, вследствие чего фирма-конкурент утверждает, что данный насос не обеспечит нужной стабильности подачи благодаря значительному изменению объемных потерь и, следовательно, фирма-поставщик насоса должна за свой счет установить в гидросистему робота дорогостоящий термостабилизатор жидкости.

Выполнив необходимые расчеты, подтвердите или опровергните утверждение фирмы-конкурента, если зависимость кинематической вязкости жидкости от температуры (измеряется в градусах шкалы Цельсия) имеет вид:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t_{ж}} \right)^{2,8}.$$

Задача 2.15. Для комплектации насосной станции опытного образца стационарного промышленного робота требуется электронасосный агрегат постоянной подачи, обеспечивающий в номинальном режиме эксплуатации гидросистемы робота напорное давление $p_n = 16$ МПа и подачу $Q_n = 120$ л/мин с точностью не хуже ± 10 % (по подаче). В гидросистеме используется минеральное масло вязкостью $\nu_{50} = 320$ сСт и плотностью $\rho_{ж} = 840$ кг/м³.

Ряд фирм — изготовителей насосного оборудования предложили на указанные показатели свои изделия, которые в своих оптимальных режимах работы имеют характеристики, приведенные в *табл. 2.1*.

При испытаниях опытного образца гидросистемы оказалось, что температура жидкости за пренебрежимо малый промежуток времени повышается до $t_{ж} = +80$ °С, после чего наступает режим температурной стабилизации (равновесия).

Таблица 2.1

Номер насоса (фирмы)	Частота вращения ротора, об/мин	КПД насоса, %	КПД электродвигателя, %	Объемная постоянная насоса, см ³	Вязкость жидкости, сСт	Цена закупки насоса, у.е.
1	1350	88	80	100	45	2500
2	1480	86	82	90	25	1800
3	1050	86	78	140	40	2800
4	950	80	80	160	35	2000
5	2750	82	85	56	30	3200
6	2850	78	85	50	10	3600
7	4850	80	76	28	15	3800
8	4350	85	78	32	10	4100

Полагая, что плотности жидкостей, на которые были разработаны насосы фирм-конкурентов, практически совпадают с плотностью жидкости, применяемой в гидросистеме робота, оптимальные вязкости указаны для температуры $t_{ж} = +50$ °С, пренебрегая изменением КПД электродвигателей при изменении режимов работы насосов (приводимых в движение этими электродвигателями), определить:

– абсолютные затраты на оплату электроэнергии при эксплуатации перечисленных электронасосных агрегатов в гидросистеме робота для непрерывной трехсменной работе в течение 1-го года (312 рабочих дней), 2-х лет, 5-и лет и 10-и лет, если тариф составляет 0,08 у.е./кВт·ч);

– предпочтительный (выстроенный по степени снижения эффективности применения) ряд электронасосных агрегатов для серийной комплектации роботов по совокупности всех затрат (закупочных и эксплуатационных), если ресурс каждого предлагаемого агрегата составляет 15 тыс. ч работы.

При решении задачи использовать зависимость вязкости жидкости от температуры, приведенную в задаче 2.11. Затраты на монтажные и демонтажные работы, связанные с заменой выработавших свой ресурс агрегатов, а также связанные с этим убытки от простоя гидросистемы робота не учитывать.

Решите поставленную задачу, если в расчет принять стоимость монтажных и демонтажных работ, определяемую как 50 % закупочной цены насоса, а также возможные убытки C_y от простоя оборудования робота при указанных заменах, если выражение для убытков может быть принято следующим:

$$C_y = C_{0y} t_{пр},$$

где C_{0y} — нормативный коэффициент убытков от простоя робота, равный $C_{0y} = 5000$ у.е./ч, $t_{пр}$ — время простоя робота, связанное с монтажными, демонтажными, отладочными и сертификационными работами по гидросистеме, проводимыми по регламенту при замене насоса, выработавшего свой ресурс, определяемое по эмпирическому соотношению:

$$t_{пр} = k_{tv} \cdot V_0$$

Для конкретной задачи коэффициент простоя робота принять равным $k_{tv} = 0,03$ ч/см³.

Задача 2.16. На рис. 2.9 представлена универсальная характеристика объемно-роторного насоса — изолинии полного КПД машины η на плоскости

относительных безразмерных координат: давления в напорной гидролинии насоса и подачи для различных частот вращения ротора. Известны также: максимальная подача Q^{\max} , наибольшее напорное давление p^{\max} , максимальная частота ротора n^{\max} , динамическая вязкость жидкости μ и температура t , для которых была построена характеристика гидромашины.

Насос должен эксплуатироваться в гидросистеме промышленного робота в режиме, соответствующем точке А универсальной характеристики.

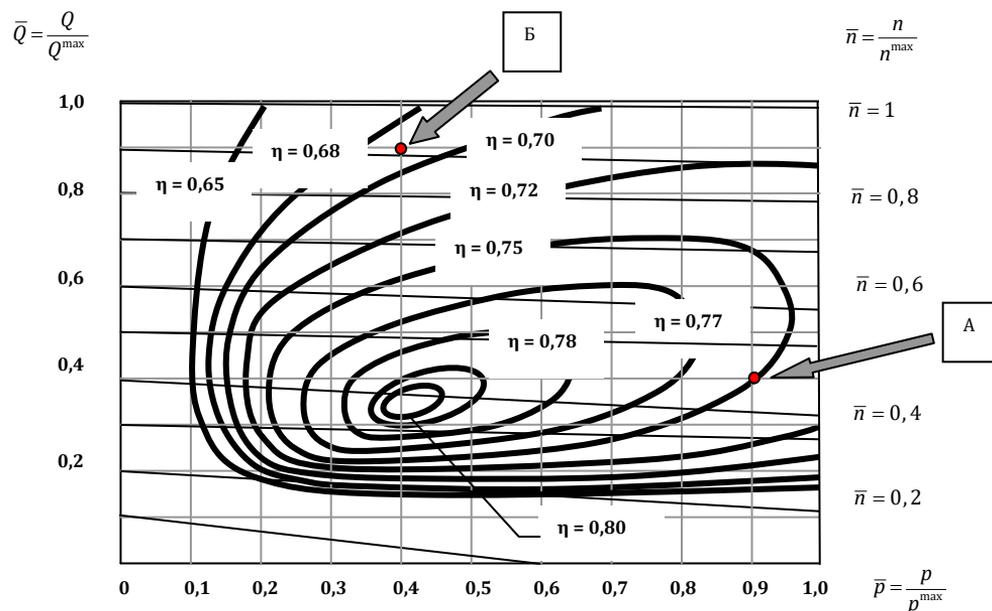
Требуется:

1. Определить объемную постоянную, конструктивно-технологические константы, потери мощности, обусловленные утечками, перетечками жидкости и силами вязкого трения, объемный, гидромеханический и полный КПД, полезную и входную мощности насоса, соответствующие режиму эксплуатации гидромашины с наибольшим полным КПД.

2. Для режима А определить:

- объемный, гидромеханический и полный КПД насоса;
- приведенные объемные потери и момент сил трения;
- потери мощности, обусловленные утечками и перетечками жидкости, а также вязким трением подвижных частей машины;
- полезную (выходную) и входную мощности насоса.

3. Построить графики зависимости объемных потерь мощности, потерь вследствие сил вязкого трения, а также полных потерь мощности от динамической вязкости рабочей жидкости.



$Q^{\max} = 125$ л/мин; $p^{\max} = 32$ МПа; $n^{\max} = 2950$ об/мин; $\mu = 0,013$ Нс/м²; $t = +50$ °С

Рис. 2.9

4. Данный насос предполагается использовать в гидросистеме другого робота в режиме, соответствующем точке Б на универсальной характеристике. Можно ли утверждать, что выходная и входная мощности насоса в режимах А

и Б одинаковы и, тем самым, применить для привода обоих насосов одинаковые асинхронные электродвигатели серии 4А [12]?

5. Обосновать неизменность либо определить изменение положения точек режимов А и Б при росте температуры жидкости до +80 °С, если эмпирическая зависимость динамической вязкости от температуры имеет вид:

$$\mu_t = \mu_{50} \left(\frac{50}{t^{\circ}\text{C}} \right)^{2,5} .$$

Задача 2.17. Аксиально-поршневой гидромотор с объемной постоянной $V_0 = 63 \text{ см}^3$ имеет универсальную характеристику, построенную для относительных безразмерных показателей, которая изображена на *рис. 2.10*. Данная характеристика с указанными максимальной частотой вращения ротора n^{max} , максимальным крутящим моментом на валу M^{max} снята для расчетной плотности рабочей жидкости $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$ и кинематической вязкости $\nu = 10 \text{ сСт}$.

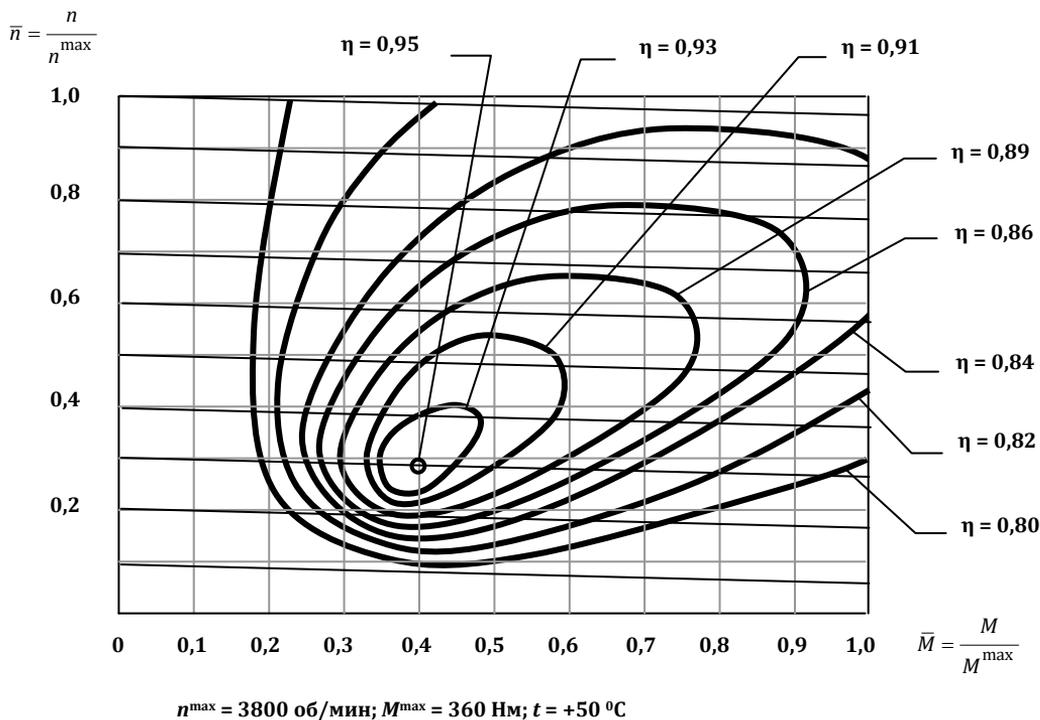


Рис. 2.10

Данный мотор установлен в гидросистему робота, фрагмент принципиальной гидравлической схемы которой показан на *рис. 2.11*. Известно, что течение жидкости через подпорный клапан, необходимый для исключения кавитационных явлений в системе, имеет турбулентный характер, а коэффициент гидравлического сопротивления подпорного клапана равен $R_{\text{кл}} = 4,5 \cdot 10^{10} \text{ Нс}^2 / \text{м}^8$. Работа мотора в гидросистеме для некоторого статического режима соответствует частоте вращения вала, замеренной тахометром (Тх), равной $n = 3200 \text{ об/мин}$.

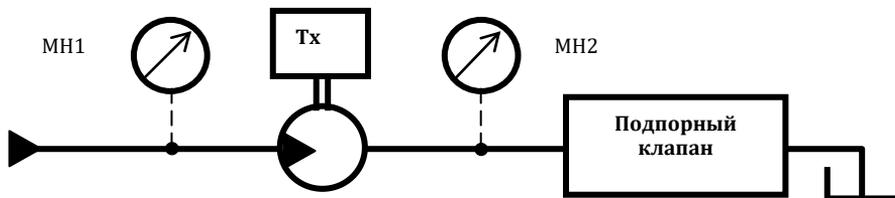


Рис. 2.11

Пренебрегая потерями энергии в гидролиниях и полагая гидробак открытым, находящимся под атмосферным давлением, определить:

- входную и выходную (полезную) мощности гидромотора для оптимальных условий эксплуатации машины;
- конструкционно-технологические константы гидромотора;
- на универсальной характеристике координаты режима работы мотора в гидросистеме робота;
- объемный и гидромеханический КПД мотора;
- показания манометров МН1 и МН2, а также расход жидкости, поступающий в гидробак;
- коэффициент скоростного скольжения гидромотора как отношение абсолютного снижения скорости вращения вала машины под нагрузкой к теоретической скорости вращения (по аналогии с коэффициентом скольжения вала асинхронного электродвигателя).

Для улучшения охлаждения жидкости в сливную гидролинию параллельно подпорному клапану был установлен радиатор, представляющий собой змеевик, изготовленный из круглой трубы длиной $l = 5$ м, имеющей внутренний диаметр $d = 8$ мм с коэффициентом шероховатости внутренних стенок, равным $\lambda = 0,03$.

Полагая, что режим течения жидкости в радиаторе подчиняется турбулентному закону, для модернизированного таким образом фрагмента гидросистемы определить:

- показания манометров МН1 и МН2, расход, протекающий через гидромотор, радиатор и подпорный клапан;
- координаты нового режима гидромотора на универсальной характеристике гидромашины.

Как изменится решение задачи, если в результате установки радиатора температура жидкости, проходящей по гидролиниям схемы, показанной на рис. 2.11, снизилась до $+30$ °С, а зависимость кинематической вязкости жидкости от температуры имеет такой же вид, как в задаче 2.11?

2.7. Вопросы для самоконтроля

1. Какие виды давлений имеют место при работе гидромашин?
2. Что такое расход и подача жидкости, в чем заключается их различие?
3. Что такое условный проход и диаметр условного прохода, какова необходимость введения этих понятий?
4. Что такое объемная гидро- или пневмомашин и, в частности, объемно-роторная гидро- или пневмомашин?
5. Как формулируется определение объемной постоянной, рабочего объема, параметра регулирования и безразмерного относительного параметра регулирования машины?

6. Почему даже при нелинейных законах изменения рабочего объема от параметра регулирования используются линейные соотношения?
7. Для каких машин рабочий объем равен объемной постоянной?
8. Какие машины называются регулируемыми, реверсивными и обратимыми?
9. Какие характеристики гидромашины являются регулировочными, какие — энергетическими и какие — универсальными?
10. Какие характеристики являются энергетическими для насосов и какие — для гидродвигателей?
11. Что представляют собой универсальные энергетические характеристики насоса и мотора?
12. Что такое паспортный режим работы гидро- или пневмомашин?
13. Почему при изменении режима работы машины в составе гидро- или пневмосистемы по сравнению с паспортным необходимо пересчитывать регулировочные и энергетические показатели машин?
14. Какие виды потерь выделяются в гидромашине?
15. Почему для оценки энергетического совершенства гидро- или пневмомашин рассматриваются несколько видов КПД?
16. Как изменятся основные виды потерь в гидромашине при увеличении или снижении температуры жидкости?
17. Что такое константы индивидуальности гидромашины, какова их практическая значимость?
18. Каков сценарий технико-экономического расчета эффективности эксплуатации гидромашины в составе гидросистемы промышленного робота при условии кратковременного и длительного периода эксплуатации?
19. Каковы сценарно-содержательные процедуры экспериментального определения регулировочных и энергетических характеристик объемно-роторной гидромашины (насоса и мотора)?
20. Каков принцип действия и возможные схмотехнические и конструкционные исполнения шестеренных, пластинчатых, винтовых, героторных, радиально- и аксиально-поршневых машин?
21. Можете ли вы привести классификацию шестеренных, пластинчатых, радиально- и аксиально-поршневых машин?
22. Какие пластинчатые машины могут быть регулируемы?
23. В чем заключаются особенности схемы и конструкции высокомоментных гидромашин?
24. Какие преимущества и недостатки имеют аксиальные машины с двойным несилowym карданом, с наклонным диском и шатунным ведением вытеснителей (схема Тримот)?
25. В чем состоят преимущества и недостатки основных видов объемно-роторных машин — шестеренных, героторных, винтовых, пластинчатых, радиальных, аксиальных и ролик-лопастных?
26. Каковы предпочтительные области применения основных видов объемно-роторных гидро- и пневмомашин?
27. По каким основным признакам классифицируются гидро- и пневмоцилиндры и поворотные гидро- и пневмодвигатели?
28. Какие преимущества и недостатки имеют одноштоковые гидро- и пневмоцилиндры по сравнению с двухштоковыми машинами?

29. Могут ли работать в режимах прямого хода (выдвижения штока) и обратного хода телескопические гидро- и пневмоцилиндры?

30. Какие способы увеличения развиваемого момента можно рекомендовать для поворотных гидродвигателей с лопастными разделителями камер?

31. Какие способы увеличения развиваемого момента можно рекомендовать для поворотных гидродвигателей с поршневыми разделителями камер и передачей «шестерня-зубчатая рейка»?

32. В каком положении вытеснителя (поршня) относительно корпуса гидро- или пневмоцилиндра имеет место минимальная жесткость двигателя — в среднем, в крайних или в каких-либо промежуточных положениях, если данный цилиндр: а) одноштоковый; б) двухштоковый (симметричный); в) телескопический.

33. Какие гидро- или пневмоцилиндры, развивающие одинаковую работу при выдвижении штока, имеют большую жесткость — короткоходовые с большей площадью поршня или длинноходовые с меньшей площадью вытеснителя и почему?

34. Какие гидро- или пневмомашины имеют меньшую жесткость — цилиндры или моторы и почему?

35. Можете ли вы дать алгоритм экспериментального определения статической жесткости гидро- или пневмоцилиндра, гидро- или пневмомотора?

36. Какие способы обеспечения полной герметизации полостей гидро- и пневмомашин вы можете назвать?

37. Какие из известных способов обеспечения полной герметизации гидравлических и пневматических машин вы считаете наиболее перспективными и почему?

3. Расчет основных параметров и статических характеристик гидроприводов технических объектов

3.1. Принципы и способы управления в гидроприводах

Гидравлические машины (генераторы и потребители) работают в составе гидросистемы технического объекта в качестве энергопреобразователей. Если функции, выполняемые такой системой, есть силовое перемещение регулируемых органов ТО по требуемым законам движения с преодолением действующих на РО нагрузок, то данную гидросистему принято называть гидроприводом (определение гидропривода см. в п. 1.1, а также в [7, 15]).

Требуемые состояния РО обеспечиваются с помощью различных способов управления.

Под управлением (регулированием) в гидравлической системе ТО понимается изменение показателей и/или характеристик системы в соответствии с поступающим информационным (задающим) сигналом, генерируемым объектом (системой).

Управление обеспечивает требуемое позиционирование, скоростные и тяговые свойства выходных звеньев системы, которые непосредственно или через механическую проводку связаны с органами управления ТО. Управление такими системами есть изменение и/или достижение требуемого состояния рабочей среды (неподвижного или подвижного, осуществление нужного направления движения), а также ее параметров (значений давлений и расходов).

Первая (логическая) группа функций достигается за счет разработки рациональной структуры (схемы) ГП, использования в схеме соответствующей направляющей гидроаппаратуры (подробнее об этом см. в гл. 5).

Вторая (параметрическая) группа функций ГП реализуется с помощью расчета, рационального выбора параметров гидромашин, а также расчета, подбора из каталогов и настройки регулирующей гидроаппаратуры. В зависимости от наличия или отсутствия такого параметрического регулирования все гидроприводные (а также пневмоприводные) системы подразделяются на системы без управления (так называемые нерегулируемые приводы) и с управлением (регулируемые приводы). В свою очередь, в зависимости от принципа достижения требуемого состояния и параметрии рабочей среды регулируемые приводы подразделяются на приводы с дроссельным, машинным, машинно-дроссельным управлением и с управлением приводящим двигателем [7, 15]. В данной главе приведена краткая информация о приводах без управления, с машинным и частотным управлением. Приводы с дроссельным управлением и задачи расчета их параметров и характеристик будут подробно рассмотрены в гл. 5 настоящего учебного пособия.

3.2. Гидроприводы без управления

Гидроприводом без управления называется привод, состояние рабочей среды, а также скоростные и тяговые показатели выходных звеньев двигателей которого определяются режимом работы, параметрией источника гидравлической (пневматической) энергии и двигателей [7, 15].

Такой привод, часто имеющий простейшую структуру и сравнительно небольшую стоимость, успешно заменяет механическую трансмиссию, если между отдельными механизмами имеется значительное расстояние (несколько десятков метров), выходное звено испытывает ударные нагрузки, приводящее к росту люфтов и снижению надежности, размещение механической передачи неудобно по компоновочным соображениям, требует затрат на обслуживание, регулировку и пр.

Пример нерегулируемого гидропривода показан на *рис. 3.1*, в котором скорость движения v и усилие R , развиваемое выходным звеном — штоком Ц в пренебрежении трением в уплотнениях и объемными потерями определяется очевидным образом (верхний индекс «т» — знак теоретических значений величин, обозначения величин см. в гл. 3):

$$R^t = Fp_n - kFp_{сл}; v^t = \frac{Q_n}{F}, \quad (3.1)$$

где F — площадь поршня Ц, $p_n, p_{сл}$ — напорное и сливное давление соответственно.

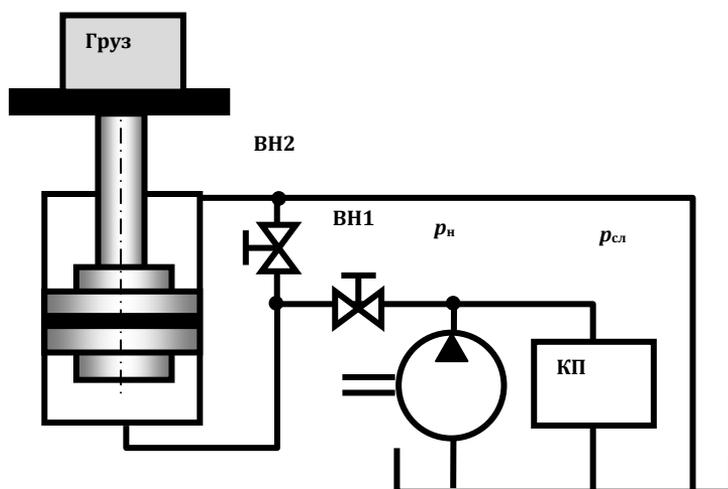


Рис. 3.1

Платформа с грузом поднимается в результате открытия вентиля ВН1 (при закрытом вентиле ВН2) под действием давления p_n , а опускание — за счет массы груза при открытом вентиле ВН2 и отключенном насосе. Предохранительный клапан (КП) защищает систему от повышения давления более p_n и в штатных условиях эксплуатации закрыт.

3.3. Гидроприводы с машинным и частотным управлением

Гидроприводом (объемным гидроприводом) с машинным (насосным, моторным или насос-моторным) управлением (ОГП-НУ, ОГП-МУ, ОГП-НМУ) называется привод, в котором состояние жидкости, а также скоростные и тяговые показатели выходных звеньев двигателей определяются регулируемым насосом, либо регулируемым гидромотором, либо обеими регулируемые гидромашинными [7, 15].

На *рис. 3.2* изображена упрощенная схема гидропривода с вращательным движением выходного звена (гидропередача), находящая применение во всевозможных трансмиссиях, подъемных устройствах, транспортировочных механизмах и т. п.

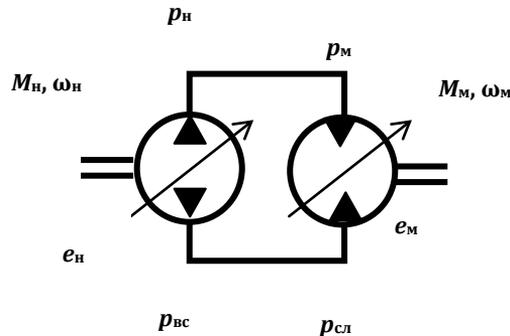


Рис. 3.2

Теоретические регулировочные и энергетические характеристики такой гидропередачи — зависимости мощности, теоретического момента и угловой скорости вращения вала мотора от параметров регулирования гидромашин при отсутствии потерь энергии.

В таком случае напорное давление насоса p_n равно давлению p_m на входном (напорном) патрубке мотора, сливное давление мотора $p_{сл}$ равно давлению $p_{вс}$ на всасывающей патрубке насоса, вся подача насоса поступает в гидромотор и затем возвращается в насос, и входная мощность насоса $N_H^{вх}$ равна мощности мотора N_M .

Поэтому для такого ОГП справедливы следующие соотношения (см. соответствующие соотношения и обозначения величин в гл. 2):

$$\left. \begin{aligned} \omega_M^T &= \omega \frac{V_H}{V_M} = \omega \frac{V_H^*}{V_M^*} = \omega \frac{V_{0H}^* \bar{e}_H}{V_{0M}^* \bar{e}_M}; \\ M_M^T &= M \frac{V_M}{V_H} = M \frac{V_M^*}{V_H^*} = M \frac{V_{0M}^* \bar{e}_M}{V_{0H}^* \bar{e}_H}. \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Из (3.2) следует, что при отсутствии потерь и одновременном использовании насосного и моторного регулирования диапазон изменения скоростей и моментов на валу мотора простирается от неподвижного положения вала мотора (при котором развивается бесконечно большой момент) до бесконечно высокой скорости (с нулевым моментом). Графики таких теоретических зависимостей показаны на *рис. 3.3* тонкими линиями. Действительные регулировочные характеристики объемной гидропередачи существенно отличаются от идеализированных характеристик. Так, диапазон изменения параметра регулирования насоса будет простираться уже не с нулевого значения, а с некоторой минимальной величины \bar{e}_H^{\min} , определяющей начальную подачу, необходимую для компенсации объемных потерь в системе.

Далее, при увеличении теоретической скорости вращения вала мотора имеет место падение тягового момента на валу этой машины вплоть до нулевого значения. На самом деле из-за наличия сил трения требуется некоторый перепад давлений на моторе для их преодоления. Следовательно, минимальное значение параметра регулирования мотора всегда отлично от нуля и составляет некоторую величину \bar{e}_H^{\min} . К моментам сил контактного трения при вращении вала мотора возникают еще моменты сил вязкостного (скоростного) трения.

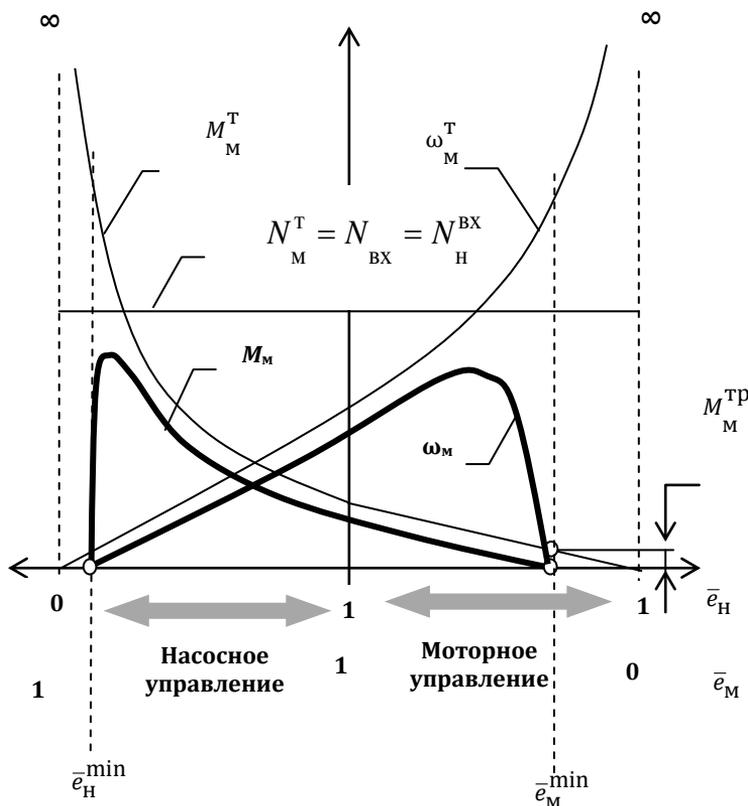


Рис. 3.3

В результате этого диапазоны насосного и моторного регулирования в гидropередаче оказываются существенно меньше, нежели в идеализированной системе, а сами графики также претерпевают известные изменения.

Качественный вид таких графиков, характерных для реальной объемной гидropередачи, на рис. 3.3 показан жирными линиями.

Статистика свидетельствует, что реально достижимый диапазон насосного регулирования для лучших серийных гидромашин составляет не более 1:40, а моторного, при котором еще обеспечиваются требуемые тяговые свойства гидродвигателя, находится в пределах от 1:3,8 до 1:4,5.

Таким образом, в лучшем случае общий диапазон бесступенчатого регулирования гидрoбъемной передачи составляет в среднем 1:150, чего во многих случаях оказывается вполне достаточно.

Зависимость широты диапазонов регулирования (особенно моторного) от нагрузки требует специального анализа вопроса о применимости такого регулирования в гидроприводе и во многих случаях, заставляет ограничиваться применением только регулируемого насоса.

В последние годы активно разрабатываются объемные гидравлические приводы с разомкнутыми и замкнутыми схемами циркуляции жидкости, где изменение скорости движения выходного звена осуществляется за счет регулирования частоты вращения вала насоса, соединенного с приводящим двигателем (для промышленных силовых систем — чаще всего асинхронного электродвигателя — АЭД, получающего электропитание от частотного преобразователя — ЧП).

Гидроприводом (объемным гидроприводом) с частотным управлением (ОГП-ЧУ) называется гидропривод, в котором состояние жидкости, а также скоростные показатели выходного звена двигателя определяются нерегулируемым насосом, управляемым в соответствии с внешним и/или генерируемым самим приводом входным сигналом с помощью изменения направления и частоты вращения ротора насоса [7, 15, 21].

Перечень технико-экономических и эксплуатационных преимуществ и недостатков таких частотно-управляемых приводов по сравнению с традиционно применяющимися в подобных системах объемными гидроприводами с машинным (обычно насосным) управлением (ОГП-НУ), достаточно подробно описан в литературе (см., например, [7, 21–23]).

Подача насоса, работающего в составе ОГП-НУ и/или ОГП-ЧУ, в общем случае расходуется на вращение вала гидромотора, всевозможные объемные потери (утечки и перетечки), а также условные (деформационные) потери жидкости, обусловленные сжимаемостью жидкости в рабочих камерах насоса. Выражение для подачи насоса имеет вид [1, 7] (см. условные обозначения величин в гл. 2):

$$Q_H = \frac{V_{0H}^* \bar{e}_H [\omega_H] \bar{\omega}_H}{2\pi} - k_{оп} \Delta p_H - \left(\frac{V_{0H}^* \bar{e}_H + k_V V_{0H}^*}{2\pi E_{ж}} \right) [\omega_H] \bar{\omega}_H \Delta p_H, \quad (3.3)$$

где V_{0H}^* — объемная постоянная на радиан поворота вала машины, $[\omega_H]$, $\bar{\omega}_H$ — соответственно номинальная (паспортная) и относительная безразмерная регулируемая угловая скорость вращения вала насоса, определяемая как отношение размерной скорости к $[\omega_H]$, $k_{оп}$ — коэффициент объемных потерь жидкости в насосе, обычно принимаемый равным коэффициенту перетечек $k_{пер}$ (см. гл. 2), k_V — коэффициент учета сжимаемости жидкости в рабочих камерах насоса, определяемый как отношение невытесняемого объема жидкости в рабочих камерах к объемной постоянной машины и находящийся для аксиальных гидромашин в пределах $k_V = 0,25 \div 0,35$ [1]. Введение в рассмотрение относительных безразмерных параметров регулирования позволяет установить единый диапазон регулирования, начинающийся с минимальных значений этих параметров, обеспечивающих подачу насоса только «на собственные нужды» и простирающийся до единицы, т. е. вне зависимости от способа регулирования привода имеющий вид:

$$\bar{e}_H^{\min} \leq \bar{e}_H \leq 1; \quad \bar{\omega}_H^{\min} \leq \bar{\omega}_H \leq 1. \quad (3.4)$$

В соответствии с уравнением (3.4) для ОГП-НУ, т.е. при условии $\omega_n = [\omega_n] = \text{const}$ и изменении параметра регулирования насоса получим следующее выражение для минимального значения относительного безразмерного параметра регулирования подачи насоса, при котором подача насоса расходуется на нужды самой гидромашины, а подача жидкости потребителю становится равной нулю:

$$\bar{e}_n^{\min} = \Delta p_n \left[\frac{2\pi E k_{\text{оп}} + V_{0n}^* k_V [\omega_n]}{(E_{\text{ж}} - \Delta p_{e,\omega}) V_{0n}^* [\omega_n]} \right], \quad (3.5)$$

где $\Delta p_{e,\omega}$ — перепад давлений в ГП, соответствующий режиму расходования подачи насоса «на собственные нужды» (нижняя граница регулирования объемного гидропривода), который, очевидно, меньше рабочего перепада давлений в приводе, при котором подача насоса идет потребителю — гидромотору.

Для ОГП-ЧУ, работа которого характеризуется условиями $\bar{e}_n = 1$; $\omega_n = \text{var}$, формула для нахождения минимального значения относительной безразмерной угловой скорости вращения вала насоса приобретает вид:

$$\bar{\omega}_n^{\min} = \frac{2\pi E \Delta p_{e,\omega} k_{\text{оп}}}{V_{0n}^* [\omega_n] [E_{\text{ж}} - (1 + k_V) \Delta p]}, \quad (3.6)$$

Поскольку очевидно, что $E_{\text{ж}} \gg \Delta p$, то:

$$2\pi E_{\text{ж}} \gg \Delta p, \quad \text{т.е.} \quad 2\pi E_{\text{ж}} \gg (1 + k_V) \Delta p.$$

Это позволяет получить более простые выражения для минимальных значений параметров частотного и насосного регулирования:

$$\bar{\omega}_n^{\min} = \frac{2\pi \Delta p k_{\text{оп}}}{V_{0n}^* [\omega_n]}; \quad \bar{e}_n^{\min} = \bar{\omega}_n^{\min} + k_V \frac{\Delta p_{e,\omega}}{E_{\text{ж}}}, \quad (3.7)$$

а также для соотношения данных параметров:

$$\frac{\bar{e}_n^{\min}}{\bar{\omega}_n^{\min}} = 1 + \frac{k_V}{k_{\text{оп}}} \cdot \frac{[\omega_n] V_{0n}^*}{2\pi E_{\text{ж}}} = 1 + \frac{k_V}{k_{\text{оп}}} \cdot \frac{[Q_n]}{2\pi E_{\text{ж}}}, \quad (3.8)$$

где $[Q_n]$ — подача насоса в номинальном (паспортном) режиме, соответствующая угловой скорости вращения вала $[\omega_n]$.

Численный анализ показывает, что различие в широте диапазонов насосного и частотного регулирования практически неощутимо.

Гидроприводы с дроссельным управлением применяются наиболее широко. Схемотехническое исполнение, расчет таких приводов и оптимизация их параметров образуют достаточно обширный набор задач, который подробно рассмотрен в гл. 4.

Кроме перечисленных выше способов изменения тяговых и скоростных показателей гидроприводов используются и комбинированные способы регулирования: машинно-дроссельный, а в последнее время — частотно-дроссельный.

При разработке гидроприводных систем с различными способами управления потоками гидроэнергии на основании имеющихся исходных данных, предъявляемых к гидрофицированному техническому объекту, всегда возникает необходимость формирования функциональных и принципиальных гидравлических схем, на основании которых выполняются расчеты системы. Сказанное справедливо и по отношению к приводам без управления, хотя эти приводы и имеют сравнительно простые принципиальные схемы.

Как известно, при разработке принципиальных гидравлических схем следует пользоваться условными изображениями. Данные изображения регламентированы стандартами [16–18], а рекомендуемые буквенные обозначения — РМТ2, ГОО-76 [20]. Для удобства ряд аббревиатур типовых гидравлических устройств, а также электрических устройств, работающих с гидравлической и пневматической машинно-аппаратной базой, приведены в *прил. 5*.

3.4. Задачи

Задача 3.1. Для вращения бора диаметром $D = 450$ мм с частотой 120 об/мин угледобывающего комбайна спроектирована гидрообъемная передача, схема которой показана на *рис. 3.4*.

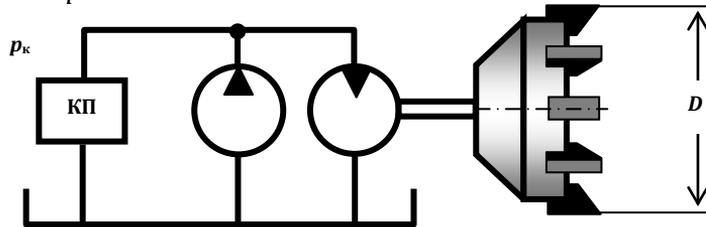


Рис. 3.4

Усилие резания породы одним зубом равно 1,5 кН, число режущих зубьев бора составляет 20, давление настройки предохранительного клапана (КП) составляет $p_k = 32$ МПа.

Считая, что полный КПД каждой гидромашины равен 0,85, а объемный — 0,95, пренебрегая потерями гидравлической энергии в гидролиниях передачи, определить:

- теоретический и фактический моменты на валу гидромотора;
- выходную, входную мощности и потребную объемную постоянную гидромотора, величину фактического расхода жидкости через мотор;
- объемную постоянную, теоретические и фактические значения подач и моментов на валу насоса, если частота вращения вала составляет 2950 об/мин;
- затраты на оплату электроэнергии за одну 12-часовую смену работы передачи при вращении вала насоса электродвигателем с полным КПД, равным 0,89 и тарифе 0,05 у.е./кВт·ч.

Решить задачу для следующих вариантов:

- потери давления в соединительной гидролинии между напорным патрубком насоса и входным патрубком гидромотора составляют для указанного режима работы передачи 1,50 МПа;
- в сливной гидролинии гидромотора установлен подпорный клапан, настроенный на давление открытия 0,7 МПа;
- гидромотор установлен выше насоса на 20 м, а плотность рабочей жидкости равна 850 кг/м³.

Что изменится в работе передачи и в решении задачи, если вместо предохранительного клапана установить клапан переливной, настроенный на давление p_k и пропускающий расход 15 л/мин?

Задача 3.2. Гидравлическая трансмиссия транспортного средства имеет схему, показанную на рис. 3.5. Предохранительный клапан (КП) защищает систему от перегрузок. В статическом режиме работы трансмиссии при частоте вращения вала гидромотора $n = 100$ об/мин манометр (МН) показал давление $p_M = 20$ МПа.

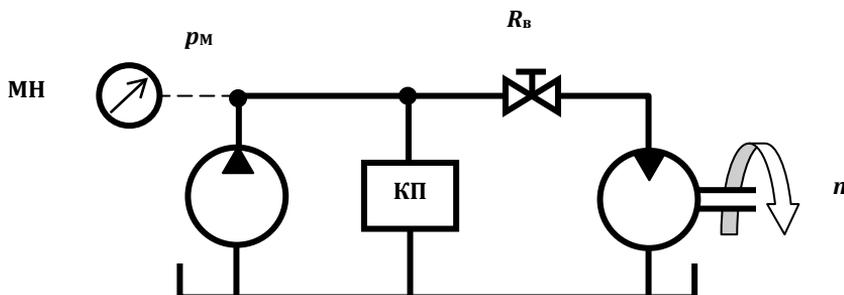


Рис. 3.5

Полагая, что гидросопротивление вентиля равно $R_B = 5,10^{13}$ Нс²/м⁸, объемная постоянная гидромотора $V_o = 200$ см³, потери энергии в гидролиниях и гидромашинах отсутствуют, а течение жидкости во всех элементах системы развитое турбулентное, определить:

- теоретический момент и мощность на валу гидромотора;
- зависимость момента на валу гидромотора от угловой скорости вращения его ротора и построить график этой зависимости;
- потребную подачу и мощность насоса;
- КПД системы.

Задача 3.3. Известно, что в приводе, имеющем принципиальную гидравлическую схему, изображенную на рис. 3.5, гидромашины работают в паспортном режиме, причем полный КПД насоса равен 0,88, а гидромотора — 0,91. Для напорной и сливной гидролиний использованы трубы с внутренним диаметром 12 мм, имеющие коэффициент шероховатости поверхности 0,04. Длина характерного участка трубопровода (между гидромашинной и узлом, гидроаппаратом и машиной) составляет 1 м, плотность рабочей жидкости — 860 кг/м³.

- Определить:
- зависимость момента на валу гидромотора от скорости вращения вала и построить график данной зависимости;
 - давление настройки предохранительного клапана системы;
 - входную и выходную мощности гидромотора;
 - потребную подачу, выходную и входную мощности насоса;
 - полный КПД системы.

Задача 3.4. Для перемещения траверсы с выходным звеном А промышленного робота использованы два гидроцилиндра с гидрораспределителем. Штоки цилиндров через зубчатые рейки соединены с шестерней, как показано на рис. 3.6. Шестерня, имеющая 20 зубьев, жестко соединена с зубчатым колесом, число зубьев которого равно 120-ти. Колесо входит в зацепление с выходной зубчатой рейкой, связанной с выходным звеном робота.

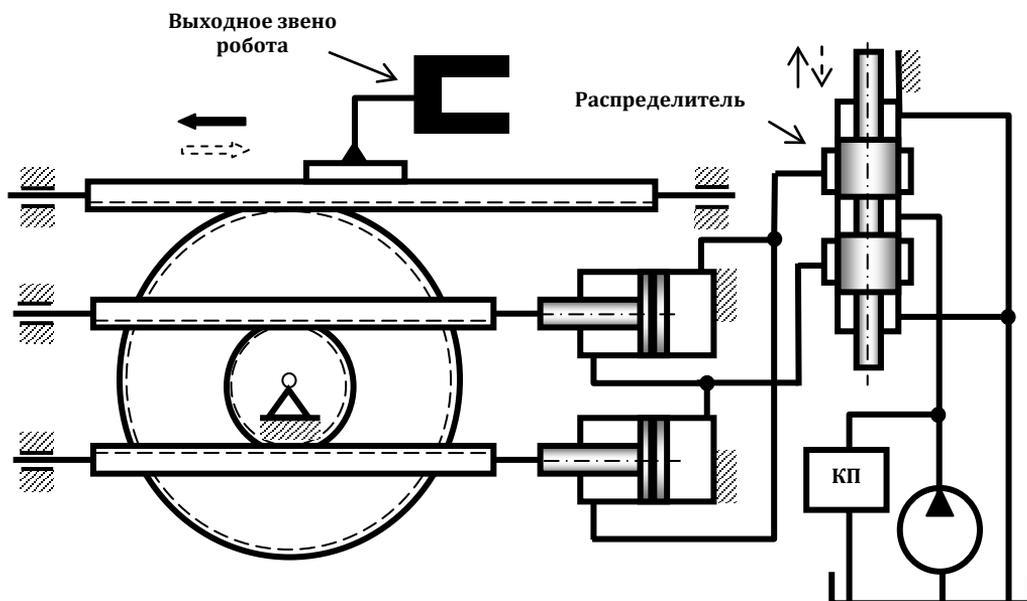


Рис. 3.6

Обеспечение перемещения выходного звена со скоростью 1,2 м/с, одинаковой для прямого (стрелка с зачернением около траверсы) и обратного хода (штриховая стрелка), осуществляется передвижением вверх до упора, как показано сплошной стрелкой на рис. 3.6 или вниз — также до упора (штриховая стрелка) золотника вентиля В. Усилие, действующее на выходное звено при любом его перемещении, является положительным (т. е. всегда направлено против движения) и равно 15 кН. Предохранительный клапан (КП) защищает систему от перегрузок и настроен на давление открытия 20 МПа.

Пренебрегая потерями гидравлической энергии в гидролиниях, трением и объемными потерями в гидромашинах, давлением во всасывающей гидролинии насоса по сравнению с его напорным давлением, полагая, что объемный КПД насоса равен 0,9, а полный — 0,82, определить:

- площади поршней, диаметры поршней и штоков гидроцилиндров, если диаметр штока равен половине диаметра поршня;
- ГОСТированные значения диаметров поршня и штока;
- требуемую подачу и объемную постоянную насоса, если синхронная частота вращения его приводного асинхронного электродвигателя составляет 1500 об/мин, а скольжение для рассматриваемого режима работы системы равно 3 %;
- момент на валу насоса и выходную мощность приводного электродвигателя, если полный КПД ЭД равен 0,85.

Как изменится решение задачи, если расположить насос ниже системы «гидравлический распределитель — гидроцилиндры» на 15 м при плотности жидкости 900 кг/м³?

Задача 3.5. Электронасосный агрегат с объемно-роторным насосом предназначен для подачи рабочей жидкости в одноштоковый гидроцилиндр промышленного робота в соответствии со схемой, показанной на рис. 3.7. Диаметр поршня гидроцилиндра составляет 120 мм, а штока — 80 мм.

Рабочий цикл данного гидропривода включает поочередное выполнение следующих операций (переходов в цикле): «перекрытие вентиля ВН2 — полное открытие вентиля ВН1 — подъем платформой, имеющей массу $m_{пл} = 500$ кг, груза массой $m_{гр} = 10^4$ кг на высоту $2H = 0,8$ м за время $t_{пк}$ — перекрытие вентиля ВН1 — снятие груза с платформы — открытие вентиля ВН2 — опускание платформы без груза вниз до упора поршня в дно гидроцилиндра со скоростью $v_{ох} = 0,1$ м/с за время $t_{ох}$ ».

Затем на платформу вновь устанавливается груз, после чего цикл работы системы повторяется. Предохранительный клапан (КП) служит для защиты системы от повышенных нагрузок. Насос имеет следующие характеристики: развиваемое давление 16 МПа, подачу 200 л/мин, объемный КПД 0,95, полный КПД 0,8 при неизменной частоте вращения ротора 1450 об/мин.

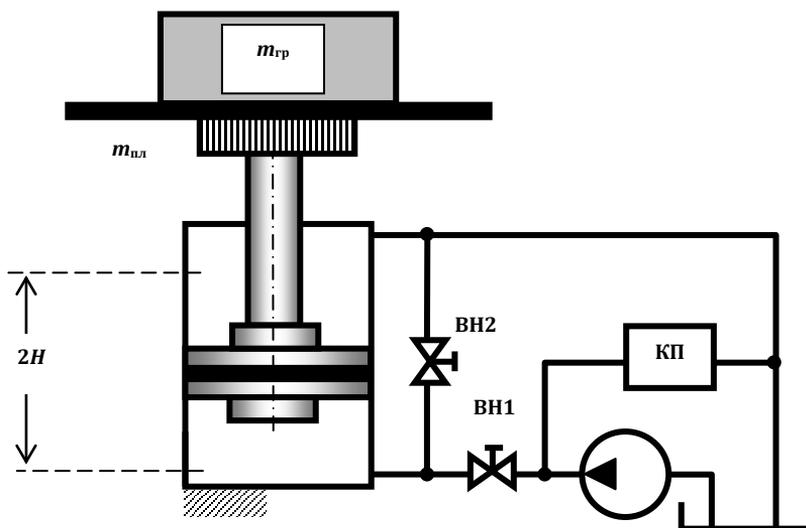


Рис. 3.7

Пренебрегая гидравлическим сопротивлением гидролиний, трением в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра и полагая характеристики электронасосного агрегата для всех режимов работы системы неизменными, определить:

- объемную постоянную и теоретическую подачу насоса;
- скорость и время подъема груза, время подъема груза и опускания платформы, полное время рабочего цикла системы;
- требуемое гидросопротивление вентиля ВН1 и ВН2;
- давление начала открытия КП, если превышение давления в напорной гидролинии относительно рабочего давления в системе не должно превышать 1,5 МПа, а гистерезис ПК равен 0,5 МПа;
- потребную мощность насоса, электродвигателя и потребляемую электронасосным агрегатом энергию за цикл, сутки и год при трехсменной работе работа без перерывов и выходных дней;
- целесообразность применения электронасосного агрегата с насосом постоянной подачи (при цене 50 у.е. за 1 кВт выходной мощности) либо с насосом переменной подачи (цена 350 у.е. за 1 кВт), если стоимость 1 кВт·ч электроэнергии составляет 0,04 у.е., а время эксплуатации системы — 1, 2, 3, 4 квартала, два года, пять лет.

Как изменится решение задачи, если учесть силу контактного трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра, равную 500, 1000, 2000 и 5000 Н?

Задача 3.6. Для разработки гидроподъемника было решено применить схему, показанную на рис. 3.8. При комплектации системы были использованы уже имеющиеся и находящиеся на складе предприятия гидравлические устройства: насос с постоянной подачей 90 л/мин, способный работать при номинальном напорном давлении $p_n = 16$ МПа, имеющий полный КПД 0,86; силовой одноштоковый гидроцилиндр, имеющий диаметр поршня 250 мм, диаметр штока 110 мм и полный ход штока, равный 5000 мм, вентили ВН1 и ВН2; переливной клапан КП1, настроенный на p_n и подпорный клапан КП2, создающий перепад давлений 0,5 МПа.

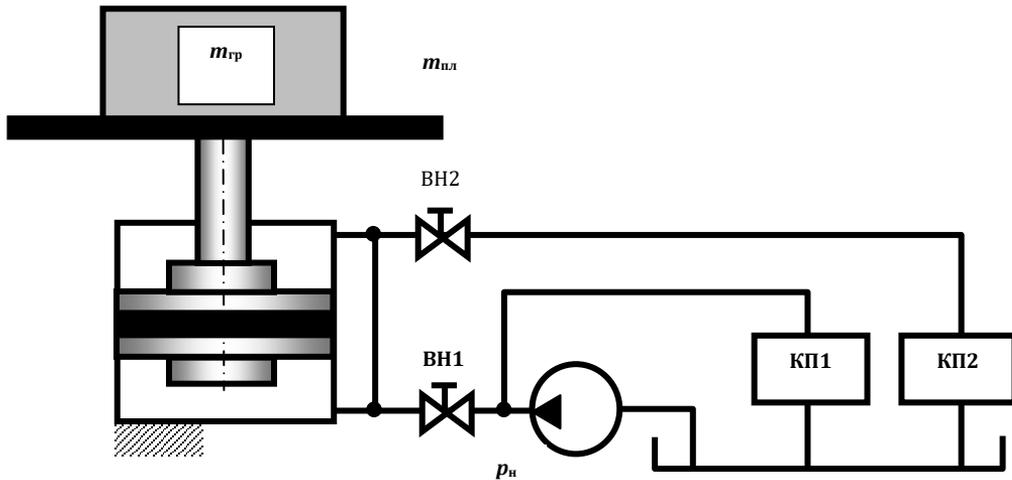


Рис. 3.8

Цикл работы гидросистемы подъемника следующий: при закрытом ВН2 полностью открывается ВН1 и поршень перемещается вверх, поднимая на платформе массой $m_{пл} = 1500$ кг груз массой $m_{гр} = 10\,000$ кг. При достижении грузом наибольшей высоты подъема ВН1 закрывается, и какое-то время платформа находится в верхнем положении. Затем платформа с грузом опускается, для чего при закрытом ВН1 вентиль ВН2 приоткрывается таким образом, чтобы обеспечить скорость опускания платформы (как с грузом указанной массы, так и без груза) со скоростью $v_{оп} = 0,05$ м/с.

Определить:

- какая должна быть масса груза, чтобы его подъем происходил при полностью закрытом КП1?
- скорость и время подъема груза найденной массы на наибольшую высоту;
- требуемые гидросопротивления приоткрытого вентиля ВН2, при которых обеспечивается опускание платформы (порожней и с грузом найденной массы) с заданной скоростью $v_{оп}$;
- какой минимальный объем рабочей жидкости должен быть залит в бак привода для обеспечения работоспособности системы, если он должен превышать количество жидкости, поступающее в цилиндр, не менее, чем на 50 %?

Задача 3.7. Ленточный транспортер робота приводится в движение гидроприводом схемы, показанной на *рис. 3.9*. Для обеспечения нужного значения усилия натяжения ленты 1200 Н использованы гидромоторы М1 и М2 с различными объемными постоянными.

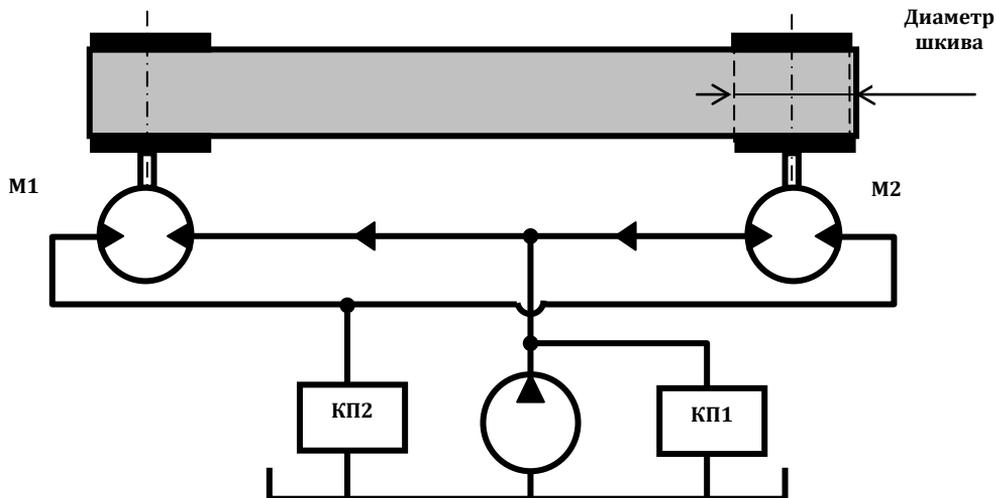


Рис. 3.9

Предохранительный клапан КП1 защищает систему от перегрузок и в нормальных режимах эксплуатации системы закрыт, подпорный клапан КП2 создает сливное давление, равное 0,5 МПа. Диаметры шкивов — 200 мм, скорость движения ленты — 2 м/с, давление в напорной гидролинии насоса составляет 20 МПа, а рабочее тяговое усилие на ленте равно 104 Н.

Пренебрегая потерями в соединительных гидролиниях, приняв полный и объемный КПД каждой гидромашины равными соответственно 0,86 и 0,96, а КПД приводящего электродвигателя 0,92, полагая синхронную частоту вращения вала насоса равной 2950 об/мин, определить:

- объемные постоянные гидромоторов и насоса;
- угловые частоты и скорости вращения валов гидромоторов;
- потребную теоретическую и фактическую подачи насоса, выходную, входную (электрическую) мощности электронасосного агрегата, потери мощности в системе и ее КПД.

Задача 3.8. Для приведения во вращение двух шкивов трансмиссии промышленного робота использован нерегулируемый гидропривод, схема которого показана на *рис. 3.10*.

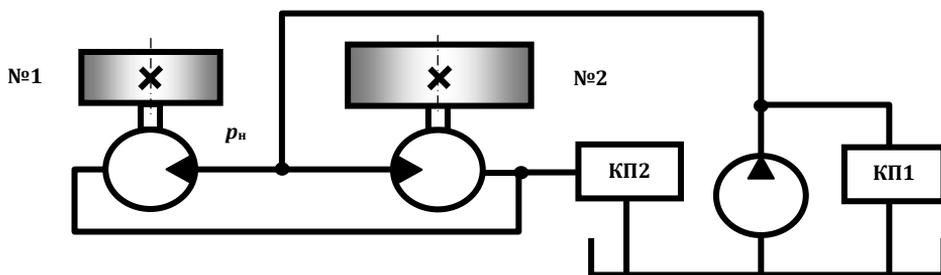


Рис. 3.10

Предохранительный клапан КП1 защищает систему от перегрузок и в нормальных условиях эксплуатации закрыт, подпорный клапан КП2 служит для исключения подсосывания воздуха в гидролинии низкого давления и отрегулирован на расчетное открытие при давлении 0,5 МПа.

Момент нагрузки, преодолеваемый первым гидромотором, составляет 400 Нм. Объемные постоянные первого и второго гидромоторов равны соответственно 160 и 400 см³, объемные и полные значения КПД данных гидромашин находятся на уровне 0,95 и 0,82. В гидроприводе применен объемнороторный насос постоянной подачи, равной 200 л/мин, при объемном КПД, составляющим 0,98, и полном КПД — 0,86.

Пренебрегая сопротивлением гидролиний, определить тяговый момент второго гидромотора, давление в узле напорных гидролиний p_n , расходы жидкости, проходящие через гидродвигатели, частоты и угловые скорости вращения валов гидромоторов, теоретическую подачу, а также входную и выходную мощности насоса.

Рассчитать выходную, входную мощности и потери мощности в системе, оценить затраты на оплату электроэнергии за 12-часовую смену, если полный КПД электродвигателя насоса равен 0,82, а размер тарифа составляет 0,04 у.е./кВт·ч.

Как изменится решение задачи, если второй гидромотор нагрузить моментом $M_2 = 560 \text{ Н·м}$?

Задача 3.9. Гидропривод схемы, показанной на *рис. 3.10*, был использован в качестве работающего стендового экспоната на выставке. Для экономии электроэнергии и соблюдения повышенных требований техники безопасности рабочее давление в напорной гидролинии было решено существенно понизить. С этой целью убрали нагрузку, действовавшую ранее на шкивы гидромоторов.

Пренебрегая потерями энергии в гидромоторах, полагая, что гидросопротивление каждого характерного участка гидролинии (от гидромашин до узла, от узла до гидроаппарата) равно $R_l = 6 \cdot 10^7 \text{ Нс}^2/\text{м}^8$, определить:

- будут ли вообще вращаться валы ненагруженных гидромоторов?
- если вращение валов имеет место, то каковы угловые скорости валов?
- давление на напорном фланце насоса;
- выходную (гидравлическую), входную мощности насоса;
- затраты на оплату электроэнергии для работы этого стендового экспоната, если выставка работает 5 дней с 10:00 до 20:00 при тарифе электроэнергии 0,05 у.е./кВт·ч).

Задача 3.10. С целью обеспечения равенства скоростей вращения двух шкивов промышленного робота в гидроприводную систему, показанную на *рис. 3.10*, добавлено гидросопротивление в виде шунтирующего вентиля ВН, в результате чего была получена схема, изображенная на *рис. 3.11*.

Остальные параметры и характеристики системы сохранены, как в задаче 3.8 (давление подпора, подача насоса, скорость вращения вала второго гидромотора, моменты на валах гидродвигателей).

Полагая течение жидкости через вентиль развитым турбулентным, определить:

- возможно ли принципиально достигнуть равенства скоростей валов гидромоторов таким способом?

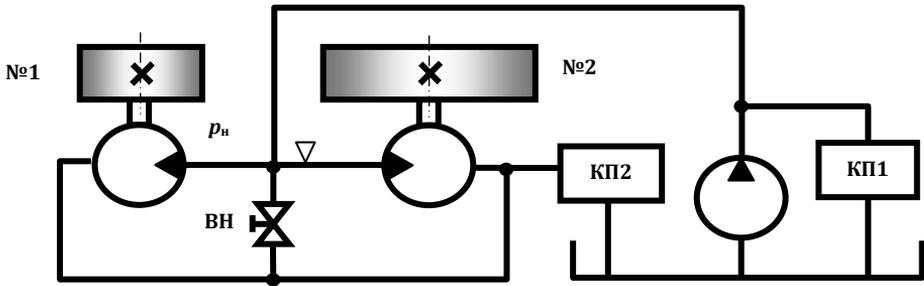


Рис. 3.11

– если эффект равенства скоростей достижим, найти требуемую величину гидросопротивления вентиля, потери мощности, дополнительно появляющиеся вследствие его установки;

– размер переплаты за электроэнергию, расходуемую на вращение вала электродвигателя насоса за смену 12 часов.

Как изменится решение данной задачи, если:

– учесть потери давления в гидролиниях, считая, что на каждом участке линии (от гидромашины до узла или гидроаппарата) и в каждом узле падение давления составляет 0,1 МПа?

– устранить подпорный клапан КП2?

– расположить насос ниже нивелирного уровня « » исполнительной части системы на 20 м при плотности жидкости 850 кг/м³?

Задача 3.11. Вращение лопастей в двух ваннах смесителя осуществляется с помощью гидропривода, схема которого показана на рис. 3.12.

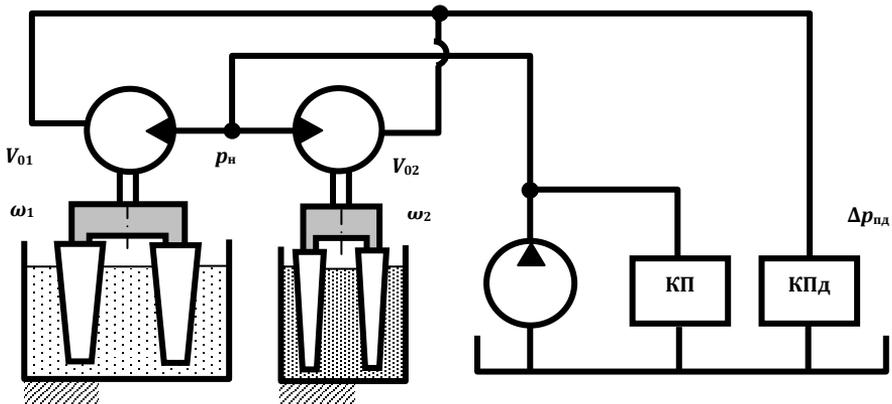


Рис. 3.12

Моменты нагрузки на валах гидромоторов $M_{1,2}$ связаны с угловыми скоростями $\omega_{1,2}$ вращения валов зависимостями вида:

$$M_{1,2} = k_{m,1,2} \omega_{1,2}^2,$$

где $k_{m,1,2}$ — коэффициенты пропорциональности, равные для первого и второго моторов соответственно $k_{m,1} = 3,5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ и $k_{m,2} = 0,8 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$. Объемные постоянные гидромоторов есть $V_{o1} = 80 \text{ см}^3$ и $V_{o2} = 32 \text{ см}^3$. Насос имеет постоянную подачу, равную 10 л/мин. Предохранительный клапан (КП) нормально закрыт и защищает систему от перегрузок. Подпорный клапан (КПд)

предотвращает слив жидкости из системы в бак при остановке насоса и имеет практически одинаковый перепад давлений, равный $\Delta p_{\text{нд}} = 0,2$ МПа для закрытого и открытого положений.

Пренебрегая потерями энергии в гидромашинах и в соединительных гидролиниях, определить:

- напорные давления p_n моторов для данного режима работы;
- расходы жидкости, проходящие через гидромоторы, угловые скорости вращения, моменты на валах и мощности моторов;
- мощность насоса и КПД всей системы.

Решить данную задачу с учетом потерь энергии в гидромашинах, полагая, что полный КПД насоса и каждого гидромотора равен 0,88, а объемный КПД — 0,98.

Как изменится решение задачи (в пренебрежении потерями энергии в гидромашинах и гидролиниях, а также с учетом потерь), если зависимости моментов на валах гидромоторов от угловых скоростей имеют вид: $M_{1,2} = k_{m,1,2}\omega_{1,2}$, где $k_{m,1} = 8$ Н·м·с; $k_{m,2} = 4$ Н·м·с?

Решить задачу с учетом потерь энергии в гидромашинах, в напорных и сливных гидролиниях, если внутренний диаметр трубопроводов этих линий равен 10 мм, коэффициент шероховатости поверхности трубопроводов — 0,03, плотность рабочей жидкости — 920 кг/м³, а длина характерного участка трубопровода (от гидромашины до узла и/или до гидроаппарата) — 1,5 м для следующих вариантов:

Вариант 1. $M_{1,2} = k_{m,1,2}\omega_{1,2}^2$. Вариант 2. $M_{1,2} = k_{m,1,2}\omega_{1,2}$.

Вариант 3. $M_1 = k_{m,1}\omega_1^2$; $M_2 = k_{m,2}\omega_2$.

Задача 3.12. Для вращения лопастей смесителя использован гидропривод, схема которого показана на рис. 3.13, а. Гидромотор получает гидроэнергию от стационарной системы с постоянным давлением в напорной линии $p_m = 21$ МПа, давление в гидролинии слива $p_{\text{сл}} = 1$ МПа, расход жидкости в гидромотор неизменен и равен $Q = 60$ л/мин. Известно, что мотор работает в паспортном режиме, имея полный КПД равный $\eta = 0,87$, момент сил контактного трения на роторе смесителя равен $M^F = 100$ Н·м, а момент сил сопротивления вращению ротора смесителя является линейной функцией угловой скорости ротора ω с коэффициентом пропорциональности $D = 400$ Н·м·с.

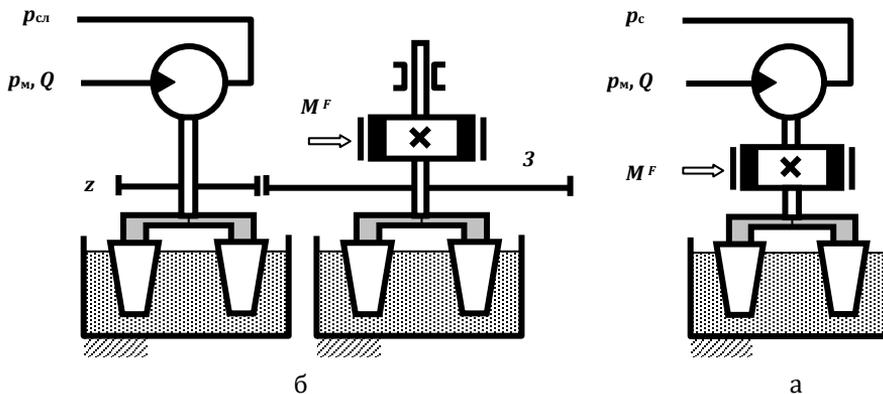


Рис. 3.13

Определить объемную постоянную, частоту вращения вала гидромотора. Как изменится решение задачи, если схема привода будет иметь вид, показанный на рис. 3.13, б (z — число зубьев шестерни, $3z$ — число зубьев колеса)?

Задача 3.13. Вращение шкивов технологического блока робота осуществляется с помощью привода, принципиальная гидравлическая схема которого показана на рис. 3.14.

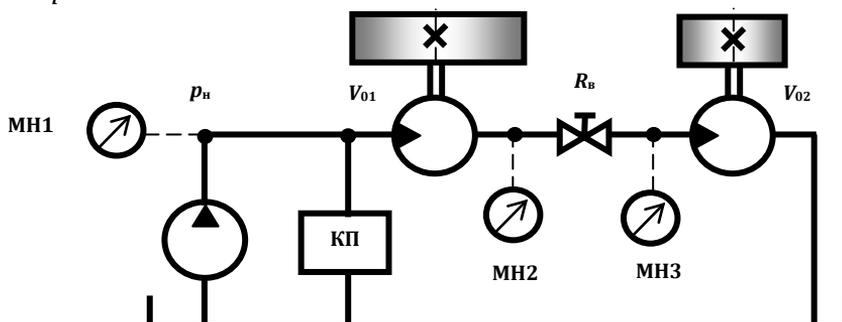


Рис. 3.14

В статическом режиме работы привода, соответствующем паспортным условиям эксплуатации гидромашин, момент на валу первого гидромотора составляет $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения вала первого мотора равна 200 об/мин , а манометр МН1 показывает давление $p_n = 16 \text{ МПа}$.

Известно гидросопротивление вентиля, равное $R_v = 10^{13} \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^8$, а также объемные постоянные гидромоторов: $V_{01} = 100 \text{ см}^3$ и $V_{02} = 50 \text{ см}^3$.

Пренебрегая потерями энергии в гидромашинах и в гидролиниях, определить:

- момент, развиваемый вторым гидромотором;
- угловые скорости вращения валов и мощности гидромоторов;
- показания манометров МН2 и МН3;
- потребную подачу и мощность насоса;
- полный КПД системы и потери мощности на вентиле.

Решить задачу с учетом того, что полный КПД каждой гидромашины равен $0,88$.

Задача 3.14. Вращение двух шкивов технологического блока робота осуществляется с помощью привода, принципиальная гидравлическая схема которого изображена на рис. 3.15.

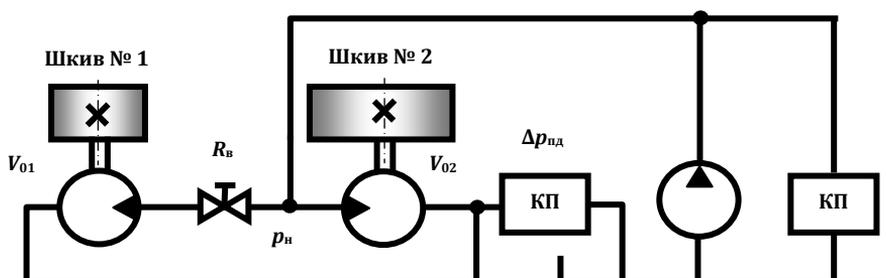


Рис. 3.15

В статическом режиме работы гидропривода моменты, развиваемые первым и вторым гидромоторами, имеющими объемные постоянные

соответственно $V_{01} = 100 \text{ см}^3$ и $V_{02} = 320 \text{ см}^3$, равны $M_1 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $M_2 = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Подача насоса неизменна и составляет $Q_n = 250 \text{ л/мин}$.

Предохранительный клапан (КП) защищает систему от перегрузок, подпорный клапан (КПд), падение давления на котором неизменно и составляет $\Delta p_{\text{пд}} = 0,2 \text{ МПа}$, предотвращает вытекание рабочей жидкости из системы в гидробак при выключении насоса.

Полагая, что все гидромашины работают в паспортных режимах эксплуатации, пренебрегая потерями энергии в гидролиниях, определить:

– гидросопротивление R_v вентиля, при котором обеспечиваются равные скорости вращения шкивов;

– давление p_n в напорной гидролинии моторов;

– угловые скорости вращения шкивов;

– потребную подачу и мощность насоса;

– полный КПД системы и потери мощности на вентиле.

Решить задачу с учетом того, что полный КПД каждой гидромашины в паспортном режиме равен 0,85.

Как изменится решение задачи, если скорость вращения первого шкива должна быть вдвое больше скорости вращения второго шкива?

Задача 3.15. В трансмиссии подвижного робота применена гидрообъемная гидропередача, гидромотор которой через редуктор, состоящий из шестерни 1 и зубчатого колеса 2 с числами зубьев соответственно 18 и 72, приводит во вращение трансмиссионное колесо, как показано на рис. 3.16.

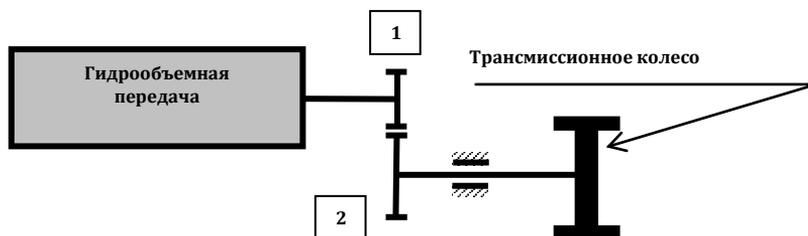


Рис. 3.16

Момент инерции колеса составляет $5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, давление настройки предохранительных клапанов гидропередачи $p_{\text{кл}} = 32 \text{ МПа}$, время разгона до угловой скорости 50 рад/с должно быть не более $0,2 \text{ с}$.

Составить принципиальную гидравлическую схему гидропередачи, позволяющую при различных потребных тяговых моментах на трансмиссионном колесе сохранить неизменной выходную мощность насоса. Определить объемные постоянные гидромашин, если частота вращения вала насоса неизменна по режимам функционирования системы и равна 1450 об/мин . Найти скорость вращения колеса в режиме холостого хода и под нагрузкой, соответствующей $0,5 p_{\text{кл}}$, если полный КПД насоса равен 0,88, а гидромотора — 0,92.

Задача 3.16*. Объемно-роторный насос должен обеспечить подачу жидкости к исполнительным устройствам гидросистемы промышленного робота в соответствии с циклограммой потребных расходов, изображенной для одного цикла длительностью T на рис. 3.17. Специфика работы гидросистемы заключается в том, что каждый из 12-и технологических переходов, входящих в цикл (на рис. 3.17 они отмечены цифрами), характеризуется различным давлением p в напорной гидролинии насоса, указанным во второй строчке табл. 3.1.

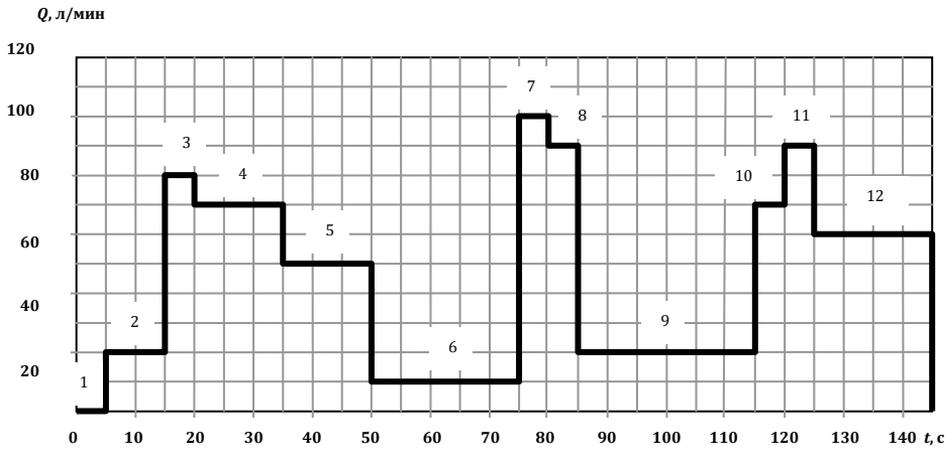


Рис. 3.17

Таблица 3.1

Переход	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
p , МПа	1,0	12,5	16	10	4,0	20	16	12,5	16	12,5	10	1,6

Для комплектации гидросистемы несколько конкурирующих фирм предложили свои нерегулируемые объемно-роторные насосы, изменение подачи которых возможно выполнить с помощью стандартных асинхронных электродвигателей серии 4А, получающих электропитание от частотного преобразователя (ЧП).

На рис. 3.18–3.21 приведены универсальные характеристики предложенных насосов, построенные в относительных безразмерных координатах подачи \bar{Q} и давления в напорной гидролинии \bar{p} при разных относительных частотах \bar{n} вращения вала машин.

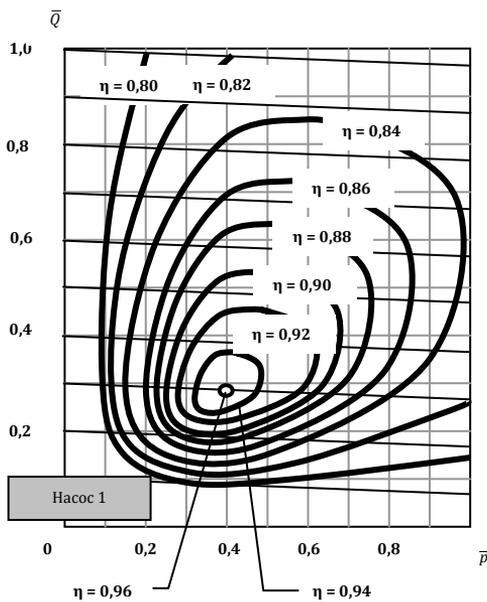


Рис. 3.18

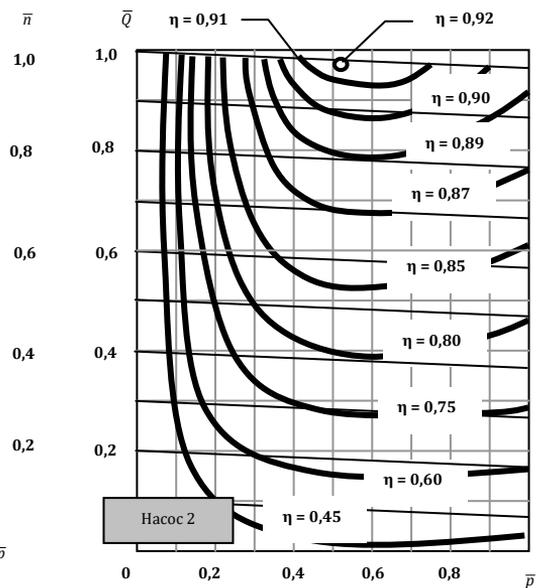


Рис. 3.19

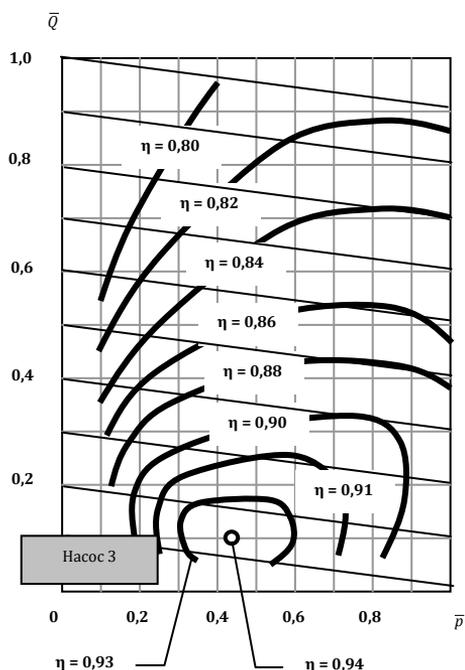


Рис. 3.20

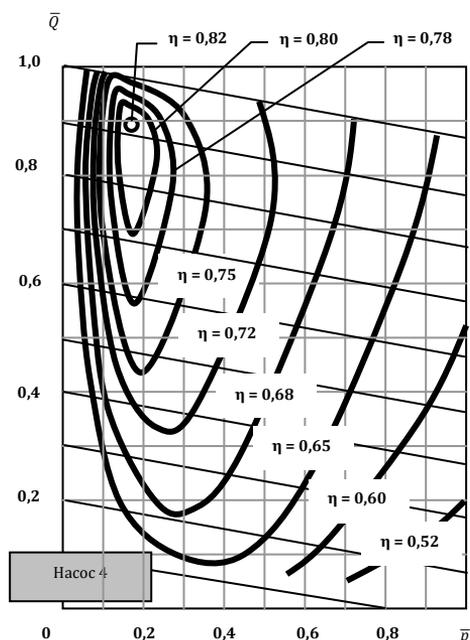


Рис. 3.21

В табл. 3.2 размещены необходимые технико-экономические и эксплуатационные сведения об этих насосах, необходимые для решения задачи: удельная цена $C_{0н}$ (отношение цены к выходной мощности), масса m_n , максимальное давление в напорной гидрوليнии p^{max} , максимальная подача Q^{max} , наибольшая расчетная частота вращения вала n^{max} и заводской ресурс T_n .

Таблица 3.2

Обозначение показателя	Размерность	Номера насосов			
		1	2	3	4
$C_{0н}$	у.е./кВт	65	55	145	25
m_n	кг	53	55	36	58
p^{max}	МПа	32	25	28	21
Q^{max}	л/мин	128	135	110	107
n^{max}	об/мин	1500	1500	2800	1450
T_n	ч	8000	3500	2500	5000

Известно также, что полный КПД частотного преобразователя является практически постоянным при изменении режимов работы данного устройства и составляет $\eta_{чп} = 0,9$, удельная масса ЧП равна $m_{0чп} = 12$ кг/кВт, а удельная цена $C_{0чп} = 120$ у.е./кВт. Удельная цена электродвигателя равна $C_{0эд} = 15$ у.е./кВт, а сведения об двигателях серии 4А (полном коэффициенте полезного действия, частоте вращения ротора, массе электрической машины), приведены в справочнике [12].

Выполнив необходимые энергетические и экономические расчеты, следует:

– определить основные показатели электронасосных агрегатов (насосов с электродвигателями) и частотными преобразователями для насосов, представленных конкурирующими фирмами — закупочные цены, массу,

суммарную стоимость закупки и эксплуатации агрегатов при ежедневной работе робота в течение 22 часов в сутки за 1 год, 2, 5 и 10 лет, если тариф на оплату электроэнергии составляет $C_{0э} = 0,1$ у.е./кВт·ч);

– указать на плоскости с координатными осями «масса агрегата с ЧП — суммарные затраты на закупку и эксплуатацию агрегата» линии миграции данных показателей с учетом замены агрегатов при исчерпании ими заводского ресурса эксплуатации;

– на основании полученной информации сделать обоснованный вывод о предпочтительной комплектации гидросистемы робота тем или иным вариантом насоса для соответствующих условий эксплуатации.

Задача 3.17*. Регулируемый объемно-роторный насос с объемной постоянной $V_0 = 63$ см³ имеет универсальную характеристику, изображенную на рис. 3.19. В паспортном режиме работы насоса, соответствующем точке наибольшего полного КПД, напорное давление составляет $p = 10$ МПа, частота вращения ротора $n = 1450$ об/мин. Данный насос предполагается установить в гидропривод робота, причем известно, что эксплуатация машины будет происходить при относительном безразмерном давлении, равным $\bar{p} = 0,3$.

Требуется определить диапазон насосного управления насоса в составе гидропривода в пренебрежении влиянием невытесняемого объема жидкости в рабочих камерах машины, а также с учетом данного влияния, увеличивающего эквивалентные объемные потери на 40 %.

При решении задачи считать линейной зависимостью подачи насоса от параметра регулирования машины, а также равные друг другу значения объемного η_0 и гидромеханического $\eta_{гм}$ КПД для тех или иных режимов работы насоса.

Задача 3.18. С целью модернизации гидросистемы робота предложено заменить регулируемый насос, рассмотренный в задаче 3.17*, на насос постоянной подачи с такой же универсальной характеристикой и теми же значениями объемной постоянной и частоты вращения ротора, обеспечив частотное управление подачей машины.

Требуется определить диапазон частотного управления насоса, а также оценить эффективность модернизации, если закупочная цена нерегулируемого насоса составляет 800 у.е., регулируемого — 2100 у.е., частотного преобразователя для приводящего асинхронного электродвигателя насоса — 120 у.е./кВт.

Задача 3.19*. Гидропривод с насос-моторным управлением, как показано на рис. 3.22, предназначен для перемещения робототехнического комплекса. Момент нагрузки на моторе равен $M_m = 740$ Н·м, частота вращения вала мотора $n_m = 120$ об/мин. Блок предохранительных клапанов (БКП), защищающий гидролинии привода от повышенного давления, настроен на перепад давлений $\Delta p_{кл} = 20$ МПа. Для вращения вала насоса предполагается использовать асинхронный электродвигатель (АЭД) с частотой вала в нагруженном режиме $n_n = 1450$ об/мин.

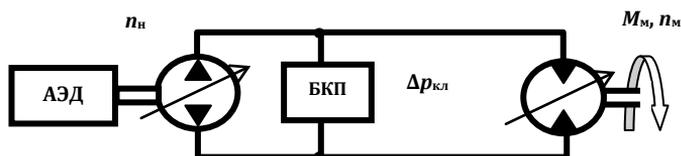


Рис. 3.22

Полагая, что все гидромашины работают в паспортных режимах эксплуатации и имеют одинаковые полные КПД, равные $\eta = 0,87$, определить:

- объемные постоянные гидромашин;
- мощности насоса, мотора и приводящего АЭД.

Найти диапазоны насосного, моторного и комбинированного регулирования, если зависимости КПД гидромашин определяются графиками, показанными на:

– рис. 3.18 (для варианта № 1 комплектации привода при сохранении заданного и неизменного момента нагрузки мотора, соответствующего относительному перепаду давлений $\bar{p} = 1$);

– рис. 3.19 (для варианта № 2 комплектации привода при сохранении заданного и неизменного момента нагрузки мотора, соответствующего относительному перепаду давлений $\bar{p} = 0,45$).

Рекомендации по решению задачи:

1. Изменения количества жидкости, проходящей через гидромашин, следует считать прямо пропорциональными относительно безразмерному параметру регулирования машин (отношению текущего значения параметра регулирования к максимальному, соответствующему максимальной подаче или расходу).

2. Связь расхода жидкости, проходящей через машину (т. е. параметра регулирования машины), с КПД следует получить в аналитическом виде, для чего необходимо:

– используя данные графиков на рис. 3.17, 3.18 построить зависимости КПД от режима работы машины (т. е. от расходов и, следовательно, параметра регулирования);

– на основании построенных графиков получить аналитические зависимости между интересующими параметрами, которые затем и использовать в расчетах.

3.5. Вопросы для самоконтроля

1. В чем различие между регулированием и управлением?
2. На какие три вида подразделяются все гидро- и пневмосистемы в зависимости от особенностей формирования управляющего (информационного) сигнала?
3. Какой гидро- или пневмопривод называется приводом без управления, с дроссельным, машинно-дроссельным, машинным (насосным, моторным и насос-моторным) управлением, а также с управлением от приводящего двигателя?
4. Какие преимущества и недостатки имеют гидроприводы с перечисленными в предыдущем вопросе основными видами управления?
5. Можно ли считать, что насосное управление гидроприводом равноценно моторному управлению?
6. Какой гидропривод называется приводом с замкнутым потоком (рабочей среды), а какой — с разомкнутым потоком?
7. Какие преимущества и недостатки имеют гидроприводы с замкнутым и разомкнутым потоками рабочей среды?

8. Какими физическими явлениями определяются сравнительно узкие диапазоны машинного управления в соответствующих гидроприводах?

9. За счет чего осуществляется изменение скорости движения выходного звена в гидроприводах с управлением приводящим двигателем?

10. Какие именно технические решения могут быть использованы для изменения скорости вращения вала насоса постоянной подачи в гидроприводах с управлением приводящим двигателем?

11. На основании каких соображений можно сделать вывод о том, что приводы с частотным управлением не имеют видимых преимуществ по диапазонам регулирования скоростей движения выходных звеньев, экономичности работы, суммарным массовым и габаритным показателям?

12. Какие преимущества и недостатки имеет привод с частотным управлением по сравнению с приводом, укомплектованным регулируемым насосом, а также электромеханическим приводом с механическим редуктором?

4. Гидроприводы цикловой автоматики. Показатели работоспособности и конкурентоспособности. Циклограммы. Функциональные и принципиальные гидравлические схемы приводов

4.1. Терминология. Циклограмма работы привода. Показатели работоспособности и конкурентоспособности. Функциональные и принципиальные гидравлические схемы гидроприводов цикловой автоматики

Гидропривод (ГП), обеспечивающий перемещение выходных звеньев гидродвигателей по определенной программе в пределах заданного цикла работы без вмешательства оператора, носит название гидропривода цикловой автоматики (см. также термины и определения в прил. 1).

Циклограммой работы ГП принято называть упорядоченную информацию о требуемых последовательных состояниях функционально важных частей ГП в различные временные промежутки в пределах цикла функционирования от исходного до конечного момента времени [7].

Циклограмма может быть задана любым корректным и однозначно понимаемым образом — в виде перечня действий, с использованием условных обозначений и пр. Чаще всего циклограмма представляется в виде таблицы, где указываются виды и время отдельных переходов в цикле, состояния выходных звеньев гидродвигателей (подвижное, неподвижное), направления движения звеньев (в горизонтальной, вертикальной плоскости или при произвольной ориентации в пространстве), параметрия состояний (скорости, нагрузки), а также в ряде случаев — дополнительные сведения (стопорение, стабилизация или синхронизация скоростей, разгрузка отдельных устройств на тех или иных переходах и т. д.). Такая циклограмма называется исходной, обеспечивающей выполнение ГП требуемых функций в составе гидрофицированного технического объекта (ТО).

Для реализации требуемой циклограммы формируется (выбирается из имеющихся или создается заново) функциональная, затем — принципиальная гидравлическая схема и другие схемы, необходимые для работы ГП (кинематическая, электрическая, логическая и пр.). По мере разработки данных схем исходная циклограмма дополняется необходимыми устройствами (машинами, аппаратами, датчиками и др.), очередность срабатывания которых должна соответствовать требуемым состояниям и параметрии выходных звеньев гидродвигателей на заданных переходах в цикле. Для разработанных схем ГП составляется описание их функционирования.

Перечень основных функций, выполняемых ГП в составе ТО и различные способы реализации данных функций представлены в прил. 4.

Для многочисленных ТО из различных областей техники (авиации, подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин, горного дела, станкостроения и т. д.) разработаны типовые схемы ГП, обеспечивающие выполнение

основных функций объектов (показатели работоспособности — ПР) и входящие в соответствующие каталоги и справочники. Ряд таких схем находят отражение в нормативной документации для тех или иных ТО. Очевидно, что при наличии уже имеющейся принципиальной схемы ГП задача разработки системы существенно упрощается.

Однако, во-первых, с появлением новых образцов машинно-аппаратной базы ГП отдельные фрагменты схем могут иметь лучшее построение. Во-вторых, любая достаточно универсальная схема почти всегда обладает известной функциональной избыточностью, в результате чего затратно-результативный показатель универсальных решений, как правило, оказывается хуже, нежели специальных разработок. В-третьих, в условиях рыночного общества, основанного на конкуренции функционально равных или близких изделий, преимущество получают разработчики и производители такой техники, которая при безусловном обеспечении требуемых функций (т. е. ПР), обладает лучшим набором показателей конкурентоспособности (ПК). Именно *данные ПК и определяют востребованность тех или иных изделий на предполагаемом сегменте рынка в данный временной промежуток, но главное, для будущего рынка, не существующего на момент разработки проекта*. Наборы этих ПК часто непосредственно не связаны с техническими показателями продукции, в ряде случаев имеют переменный состав (по числу и значению компонент ПК), часто их определение возможно лишь на завершающих стадиях расчетно-проектной работы [6–8]. Наконец, любое заимствованное решение должно быть должным образом оформлено юридически, т. е. предполагает приобретение у правообладателя лицензии, наличие каких-либо иных защитных документов. В ряде случаев это оказывается нецелесообразным.

Поэтому даже при наличии ряда условий и ограничений, диктуемых спецификой гидрофицированного ТО, обычно требуется разработка схемы гидропривода, представляющая собой сложную задачу, имеющую достаточно высокую степень неопределенности из-за большого разнообразия возможных решений — вариантов, обеспечивающих должную функциональность, но часто дающих существенно различную востребованность на предполагаемом рынке. Задача создания конкурентоспособной схемы, расчета и выбора машинно-аппаратной базы в условиях известной неопределенности и многочисленных ПК, решается обычно итерационным образом.

Разработка структуры ГП начинается с формирования функциональной и, затем, принципиальной гидравлической схем привода.

Функциональная схема (ФСх) дает общее представление об основных функционально значимых частях ГП, обеспечивающих реализацию заданной циклограммы работы без детализации частей. В состав ФСх входят блоки, включающие гидродвигатели с необходимыми механическими устройствами, предназначенные для перемещения РО объекта, источник гидравлической энергии, устройства, обеспечивающие требуемые состояния РО (стопорение, движение с различными скоростями и преодолением соответствующих нагрузок, синхронизация движения нескольких звеньев и т. п.). Каждый функциональный блок может иметь несколько возможных вариантов исполнения (по виду и количеству гидродвигателей, механическим устройствам, соединяющим звенья двигателей и РО, способам регулирования и синхронизации движения, стопорения звеньев, построению источника гидроэнергии и пр.).

На принципиальной гидравлической схеме (ПСх) в подробном виде изображаются все устройства (машины, аппараты, источники гидравлической энергии) и способы их соединения, соответствующие функциональной схеме и обеспечивающие требуемые функции гидропривода.

4.2. Обеспечение требуемой последовательности работы исполнительных устройств в гидроприводах цикловой автоматики

Несмотря на многообразие проектных вариантов, существуют общие рекомендации по построению отдельных функциональных блоков, которыми следует руководствоваться при решении задач разработки ГП.

Для возвратно-поступательных перемещений РО предпочтительно применение гидроцилиндров (Ц). Для больших перемещений (свыше нескольких метров и необходимости минимизации осевого габарита Ц целесообразно использование телескопических Ц.

При повышенных требованиях к жесткости в сочетании с большими ходами звеньев (свыше нескольких метров) более конкурентоспособным может оказаться использование гидромотора с механической передачей типа «шестерня-зубчатая рейка» или «винт-гайка». В последнем случае может быть достигнута также и повышенная точность позиционирования звена. Шарико-роликовинтовые передачи данного типа имеют повышенную точность и высокий КПД (до 98 % вместо 78–80 % у обычной передачи скольжения), но более высокую стоимость (в среднем, в 3–5 раз больше передач скольжения).

Для перемещений РО на расстояния свыше нескольких десятков метров при пониженных требованиях к жесткости и точности позиционирования обычно применяется гидромотор, вал которого через звездочку приводит в движение цепь (существенно реже — канаты или ремни). Известны уникальные конструкции Ц с перемещением штока на 40 и даже более метров концерна Bosch Rexroth, однако они имеют крайне высокую стоимость, требуют специальных условий размещения и применяются крайне редко.

Наиболее технологичные, имеющие высокую надежность и меньшую стоимость одноштоковые (так называемые дифференциальные) Ц применяются наиболее широко. В ряде случаев решающим фактором может оказаться наличие симметричных характеристик Ц. Возможные решения — использование как двухштоковых Ц, так и двух одноштоковых Ц с попарно-закольцованными полостями (поршневая полость одного Ц соединена со штоковой полостью другого Ц), что дает симметричную схему эквивалентного Ц с рабочей площадью, равной сумме площади поршневой и штоковой полостей составляющих цилиндров.

Наличие хотя бы на одном переходе сопутствующей нагрузки исключает использование одинарных плунжерных и, как правило, телескопических Ц, не имеющих принудительного под действием давления жидкости обратного движения штока. В таких случаях следует применять дифференциальные Ц, телескопические Ц с активными штоковыми полостями, либо устанавливать дополнительные устройства для данных перемещений (грузы, пружины, вспомогательные гидродвигатели и пр.).

Вращательное движение РО (поворот на неограниченный угол) реализуется в ГП с помощью гидромоторов. При значительных развиваемых моментах возможны варианты установки либо тихоходного высокомоментного М, либо

быстроходного М с редуктором (предпочтительно применение планетарных или волновых редукторов, сочетающих высокую степень унификации и интеграции в состав двигательного комплекса, симметричную компоновку, а также специальные устройства для устранения люфтов). Отметим также возможность абсолютно герметичного исполнения волновой передачи, что в ряде случаев играет очень важную роль [13, 14].

Поворот РО на ограниченный угол осуществляется за счет использования поворотных гидродвигателей, либо М с редуктором, либо с помощью Ц и промежуточной механической передачи «зубчатая рейка — шестерня», качалки, кулисного механизма и др. Решение о предпочтительности того или иного способа принимается на основании анализа ПК, многие из которых имеют не столько технический, сколько экономический и эксплуатационный смысл. Значительная часть ГП предназначена для перемещения РО с изменением потенциальной энергии регулируемого органа, например, подъем и опускание какого-либо груза. В первом случае нагрузка на выходное звено гидродвигателя направлена против скорости движения и считается условно положительной, требующей затрат энергии ГП. Во втором случае может иметь место как положительная, так и сопутствующая (отрицательная) нагрузка, т. е. движение совершается под действием какой-либо внешней силы РО (например, гравитационной, усилия пружины, противодействия и др.). Наличие отрицательной нагрузки позволяет реализовать соответствующий переход без затрат энергии, что повышает эффективный КПД гидропривода за цикл работы.

Выполнение приводом цикловой автоматики заданной очередности движения звеньев (переходов в пределах цикла), обычно механически связанных с соответствующими РО технического объекта, реализуется с помощью направляющей гидроаппаратуры (НГА). Управление НГА может осуществляться сигналами различной природы (электрическими, механическими, гидравлическими, пневматическими и их комбинацией) от соответствующих источников таких сигналов.

Вид применяемых в составе ГП управляющих устройств и, следовательно, НГА, зависит от сочетаний различных обстоятельств, в том числе:

- специфики гидрофицированного ТО, его назначения, условий и режимов работы;
- срока службы, условий и возможности обслуживания, в частности, наличия прямого доступа персонала к частям ГП, допустимости только дистанционного контроля, ремонта и др.;
- условий эксплуатации, требований экологической безопасности, соблюдения правил техники безопасности (подготовленности персонала, степени пожаро- и взрывоопасности производственного помещения, наличия химически активных и бактериологически опасных сред и пр.);
- опасности возникновения и тяжести последствий отказов;
- протяженности и различия в нивелирных высотах гидрофицированных частей ТО;
- наличия и интенсивности проявления всевозможных дестабилизирующих факторов (электромагнитные и радиационные поля, температурные перепады, вибрации, удары, воздействие росы, инея, льда, песка и пр.);
- требований по компактности исполнения ТО;

– принятой на уровне создания всего ТО идеологии построения информационной, диагностической, силовой систем, способов обработки и формирования информационных потоков, наличия структурного и/или параметрического резервирования и др.

Вне зависимости от применяющейся аппаратуры управление логикой работы ГП (последовательностью работы гидродвигателей и иных исполнительных устройств) осуществляется на основании идентификации либо положения выходных звеньев ГП (или связанных с ними РО), либо значений нагрузок на соответствующих РО (звеньях двигателей), либо времени, отведенного на работу того или иного устройства (перемещения РО), либо с использованием комбинации перечисленных принципов.

Реализация логики работы ГП «по положению» характеризуется надежным поочередным срабатыванием устройств практически независимо от нагрузки, действия дестабилизирующих факторов. Это бывает особенно важно для тяжелых условий работы ГП и повышенной опасности в случае отказов системы. Однако такое управление требует установки дополнительных, иногда весьма уязвимых датчиков положения, часто усложняет техническое и конструкционное исполнение выходных звеньев. Основная аппаратная база для реализации данного принципа управления — применение всевозможных кулачковых механизмов, рукояток, фиксаторов, конечных выключателей (контактных и бесконтактных) с электрическим выходным сигналом, контактных выключателей с гидравлическим, пневматическим или механическим сигналами.

Управление «по нагрузке» отличается компактностью, сравнительно высокой помехозащищенностью элементов, обычно не требует какой-либо конструкционной доработки выходных звеньев гидродвигателей (и/или РО). Однако в таком случае появляется опасность ложного срабатывания устройств при колебаниях нагрузки (давлений). Это особенно часто проявляется в аварийных ситуациях, когда возрастает роль случайных силовых дестабилизирующих факторов: «схватывание» контактирующих подвижных поверхностей ледяной коркой, при застывании (при низких температурах) или запекании (для высоких температур) смазки, повышение вязкости рабочей жидкости, рост нагрузок из-за загрязнения направляющих, опор скольжения, забросы давлений при поломках отдельных частей ТО и пр. Реализация такого принципа управления обеспечивается установкой всевозможных клапанов последовательности, направляющих распределителей с гидравлическим (реже — с пневматическим) управляющими сигналами, реле давления (с электрическим и в весьма ограниченных случаях — с механическим, гидравлическим и пневматическим выходными сигналами), так называемых челночных клапанов (для переключения потребителей гидроэнергии с одного источника на другой).

В ряде случаев может оказаться предпочтительным обеспечение требуемого временного интервала между подачей управляющего сигнала и срабатыванием соответствующего устройства или срабатыванием устройств. Обычно это реализуется с помощью гидроклапанов (гидравлических реле) выдержки времени (обычный диапазон настройки от 0,1 до 300 с, точность временной отсечки составляет ± 5 –10 % от установленного значения), но всю большую популярность приобретают электронные реле выдержки времени, имеющие практически неограниченные возможности регулирования временных интервалов с высокой

точностью. Значительно реже применяются сложные по компоновке в ГП, капризные в эксплуатации, чувствительные к загрязнениям, ударам, перепадам температур, механические реле. Основная часть таких реле — часовой механизм. Преимущество механических реле — автономность работы и работоспособность в условиях сильных радиационных полей.

Использование механических и гидравлических элементов повышает надежность и живучесть ГП, часто снижает массогабаритные показатели, в основном, за счет исключения громоздких и тяжелых силовых электромагнитов, и может рекомендоваться для комплектации ГП, работающих в особо тяжелых условиях и малой предсказуемости дестабилизирующих факторов. Однако при этом в ряде случаев могут возрасти сложности организации требуемой логики срабатывания устройств внутри цикла. Кроме того, кинематические информационные цепи часто оказываются достаточно сложными, требующими регулировки и повышенных затрат при эксплуатации.

Электрификация информационной и управляющей частей ГП позволяет реализовать сколь угодно сложные циклограммы работы привода и осуществлять оперативную перестройку в зависимости от изменения режима функционирования ТО, существенно упрощает гидравлическую схему благодаря ликвидации контура «жесткой» механогидравлической логики, позволяет осуществить активную диагностику и коррекцию параметров (и даже структуры) ГП. Это может оказаться необходимым, например, при износе режущих кромок инструмента, прогиба опор при изменении нагрузки, учете температурных деформаций и пр. Гидроприводные системы с компьютерным управлением являются основой для создания «безлюдных» производственных цехов и целых робототизированных производств. Однако насыщение ГП гидроаппаратурой с громоздкими и тяжелыми силовыми электромагнитами, перемещающими запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ) всевозможных гидроаппаратов, повышает массогабаритные показатели, часто — стоимость системы. Кроме того, наличие электроуправляемых аппаратов обычного исполнения недопустимо в пожаро- и взрывоопасных помещениях, на многих нефтехимических производствах, а пожаро- и взрывобезопасное исполнение таких устройств характеризуется громоздкостью и большой массой.

Весьма перспективно применение гидроаппаратуры с оптико-гидравлическим управлением. Соединение таких аппаратов в систему осуществляется с помощью помехозащищенных, не имеющих электропотенциала, оптоволоконных линий. Однако пока данные разработки находятся на стадии исследования и опытного производства.

Достаточно самостоятельная группа вопросов разработки ГП цикловой автоматики связана с обеспечением стопорения РО и механически соединенных с ними выходных звеньев гидродвигателей привода. В ряде случаев устойчивое крайнее положение звеньев можно осуществить созданием повышенного давления в соответствующей полости двигателя. Однако при этом насосная установка должна обеспечивать повышенное давление, что приводит к повышенному расходу энергии, снижению надежности и ресурса системы, которая будет находиться под напорным давлением, в общем случае, неопределенное время.

Всевозможные механические замки (защелки, фиксаторы, кулачки, упоры и пр.) с электрическим, гидравлическим, комбинированным управлением

и обратным движением (возвратом в исходное положение) под действием какого-либо упругого элемента (пружины, сильфона, мембраны и др.) отличаются высокой надежностью при фиксации звеньев, работоспособны при сколь угодно длительном стопорении, в том числе под нагрузкой и отключении энергопитания системы. Данные устройства могут устанавливаться в ГП как отдельные блоки, а также входить в состав гидродвигателей. Так, например, весьма популярны шариковые и сегментные замки, фиксирующие крайние положения штока гидроцилиндра. Однако такие замки обеспечивают фиксацию звеньев только в строго определенных положениях, что часто неудобно и даже недопустимо. Кроме того, такие стопоры характеризуются громоздкостью (так как они должны выдерживать значительные нагрузки), часто имеют люфт, согласованная работа нескольких замков для различных звеньев в соответствии с заданной циклограммой ГП, как правило, требует заметного усложнения гидравлической схемы, затрудняет перерегулировку ГП при переходе на иную циклограмму работы.

Механические замки фрикционного действия в ГП применимы только для сравнительно малонагруженных звеньев. Они обычно характеризуются нестабильностью стопорения: с одной стороны, в таких замках всегда существует опасность проскальзывания под нагрузкой особенно при наличии вибраций, с другой стороны — возможны всевозможные «залипания» замков. Кроме того, фрикционные замки весьма чувствительны к загрязнению, наличию жидкостных пленок, образованию росы, инея, льда, требуют разработки и установки на выходных звеньях гидродвигателей или РО специальных тормозных узлов с тщательно выбранными контактирующими фрикционными материалами (поскольку непосредственный контакт детали такого замка с валом или штоком гидродвигателя недопустим).

Иногда используется фиксация конечных положений звеньев ГП за счет упора с гарантированным прижимом звена под действием напорного давления. Данный способ имеет ряд очевидных недостатков — повышенная нагрузка на силовые части системы, снижение ресурса, экономичности работы насосной станции из-за отсутствия разгрузки, существенное затруднение обслуживания системы и др.

Весьма эффективно применение гидрозамков — односторонних, применяющихся для знакопостоянных нагрузок выходных звеньев двигателей, и двухсторонних, работоспособных при любой, в том числе, знакопеременной нагрузке двигателя. Гидрозамки обычно устанавливаются в непосредственной близости к гидродвигателю, запирают гидролинии двигателя, практически не усложняют гидросистему, отличаются компактностью, помехозащищенностью, надежностью. Для исключения чрезмерного повышения давления в запираемых с помощью гидрозамков гидролиниях и полостях гидродвигателей с ростом температуры такие замки снабжаются защитными термодатчиками. Тем не менее, при наличии вибраций (особенно в пределах 5–50 Гц) иногда отмечаются случаи частичного «сравливания» (пропускания в небольших количествах) жидкости через гидрозамки. Кроме того, незначительные, но обязательно указываемые в паспортах данных аппаратов, перетечки жидкости, исключают или существенно ограничивают использование гидрозамков для стопорения звеньев, находящихся длительное время под нагрузкой (несколько часов и более [2, 8, 11]).

Фиксация звеньев с помощью направляющих распределителей с запорными линиями (см., например, схемы канализации № 44, 45, 64, 65, 99, приведенные в [11]) не приводит к какому-либо усложнению системы, но возможна только при кратковременном неподвижном положении соответствующего звена (под нагрузкой — обычно не более 10-ти минут) или допустимости ненормированного дрейфа данного звена в режиме «выстой». По этим причинам такая фиксация редко применяется в гидросистемах ответственных ТО.

Обеспечение требуемых значений скоростей в гидроприводе мощностью до 5 кВт при наличии искусственного (обычно вентиляторного) охлаждения насосной установки обычно осуществляется с помощью всевозможных дросселирующих регулирующих аппаратов — дросселей (ДР), регуляторов расхода (РР), делителей потока (ДП) и сумматоров потоков (СП). При больших мощностях дроссельный способ регулирования, отличающийся широтой диапазона, простотой, надежностью, низкой стоимостью аппаратной базы, становится неэкономичным из-за низкого КПД. В таких случаях рекомендуется использование более экономичного машинного (насосного, реже моторного и еще реже — насос-моторного), машинно-дроссельного или частотного регулирования [7, 21, 23].

Возможна установка дросселирующего гидроаппарата в напорной, сливной линии гидродвигателя или в шунтирующей линии («параллельно»). Каждая схема имеет свои преимущества и недостатки. Так, установка в напорной гидролинии позволяет получить плавный, без скачков, реверс звена двигателя. Однако тепло, выделяющееся в таком аппарате, поступает в гидродвигатель, что негативно влияет на работу системы. Кроме того, наличие дросселирующего аппарата «на входе» в двигатель недопустимо для регулирования скорости при отрицательной нагрузке. *При помогающих (сопутствующих или отрицательных) нагрузках дросселирующий аппарат следует размещать только на «выходе» гидродвигателя, т. е. в его сливной гидролинии.* В этом случае также улучшается тепловой режим работы ГП, поскольку жидкость, получившая тепло от аппарата, обычно уходит в гидробак, где и охлаждается до нужной температуры. В качестве недостатков такого схемного решения указывают на скачки выходного звена при реверсе под нагрузкой, а также повышенные давления в полостях несимметричного Ц при малых нагрузках [2, 7].

Дроссели обычно применяются, если отсутствуют требования по обеспечению неизменности скорости движения выходных звеньев гидродвигателей при изменении нагрузки. Если стабилизация скорости необходима, следует использовать регуляторы расхода — двухлинейные (РР₂) или трехлинейные (РР₃), которые к тому же обладают существенно большим КПД в расчетном режиме эксплуатации. РР₂ универсальны, могут устанавливаться в напорную и сливную линию двигателей, работоспособны в схемах с централизованным гидропитанием нескольких потребителей от одного источника, но имеют высокий КПД только на расчетном режиме эксплуатации. РР₃ устанавливаются только в напорных линиях по схеме «потребитель гидроэнергии — индивидуальный источник энергии», дают высокий КПД на всех режимах работы гидродвигателя за счет своей адаптивности [7].

Синхронизация движения нескольких звеньев гидродвигателей может быть реализована различным образом (см. *прил. 4*). В том случае, если требует-

ся обеспечить лишь заданное соотношение скоростей при меняющихся произвольным образом нагрузках на звеньях, то рекомендуется установка делителя потока (в напорные линии двигателей), либо сумматора потоков (для сливных гидролиний). Настройка дросселей данных аппаратов позволяет получить заданные значения расходов жидкости (скоростей выходных звеньев гидродвигателей) и нужное соотношение расходов.

Если же необходимо обеспечение заданного соотношения и неизменности значений расходов жидкости, поступающих в гидродвигатели (или выходящих из двигателей) при произвольном изменении нагрузки на них, то возможны различные варианты. Если компоновка силовой части ТО позволяет, допустимо применить механическое соединение выходных звеньев. Возможна синхронизация работы нескольких гидродвигателей за счет их последовательной установки в напорную или сливную линию. Универсальным способом является применение PP_2 в напорных или сливных (для сопутствующей нагрузки) гидролиниях.

Специфика работы многих ТО такова, что ГП должен обеспечивать как сравнительно кратковременные быстрые перемещения выходных звеньев гидродвигателей при невысоких нагрузках (подвод и отвод инструмента, перемещение исполнительного устройства в другую цеховую зону и пр.), так и достаточно длительные рабочие перемещения рабочих органов ТО с малыми скоростями при высоких нагрузках. Очевидно, неудачным следует считать наиболее простое решение — установка высоконапорной насосной станции, рассчитанной на преодоление ГП больших нагрузок и, одновременно максимальные скорости выходных звеньев гидродвигателей. Применение двух насосных агрегатов, имеющих различные напорные давления и подачи, работающие в различные периоды цикла (раздельно или одновременно) усложняет схему, приводит к росту стоимости, массы, габаритов, снижению надежности, опасности возникновения переходных колебательных режимов. Удачными и поэтому часто используемыми решениями повышения экономичности системы являются:

- применение насосов постоянной подачи с системой разгрузки насоса;
- установка насосов переменной подачи, управляемой по напорному давлению (машинно-дроссельное управление);
- использование насосов постоянной подачи с регулированием частоты вращения их валов с помощью приводящих двигателей (например, асинхронных с частотными преобразователями) или за счет механических вариаторов [14, 21, 23];
- применение гидроаккумуляторов, заряжающихся в периоды малого потребляемого расхода (рабочие перемещения выходных звеньев гидродвигателей) и работающих совместно с насосом малой подачи во время быстрых перемещений звеньев;
- комбинации перечисленных выше способов.

Возможные решения ряда других задач, с которыми приходится иногда сталкиваться разработчику ГП, приведены в *прил. 4*.

Приведенными выше рекомендациями следует пользоваться при составлении принципиальных гидравлических схем различных ТО, в частности, для решения задач настоящего учебного пособия.

4.3. Задачи

Задача 4.1. Перемещение в горизонтальной плоскости выходного звена манипулятора промышленного робота от положения «А» до положения «Б» осуществляется с помощью гидроцилиндра в соответствии с потребной циклограммой работы, как показано на *рис. 4.1*. Управление системой производится вручную. Применяв в качестве источника гидравлической энергии объемно-роторный насос постоянной подачи, требуется составить принципиальную гидравлическую схему такого привода, дополнив имеющуюся циклограмму необходимыми устройствами (распределителями, устройствами сигнализации состояния привода и пр.) с указанием условий и характера их срабатывания.

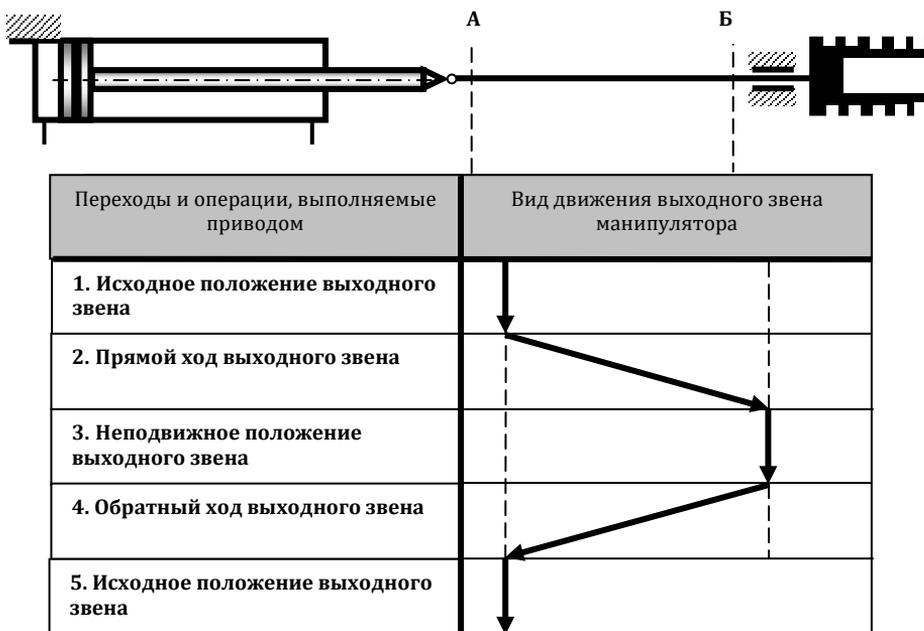


Рис. 4.1

Решить задачу при установке:

- системы электрического управления последовательностью работы привода;
- системы электрогидравлического управления;
- системы механического управления по положению выходного звена манипулятора;
- гидравлических реле выдержки времени, полагая известными промежутки времени для осуществления переходов в цикле.

Как изменится решение задачи, если потребуется обеспечить фиксацию (стопорение) выходного звена манипулятора в переходах 1,3 и 5 под действием знакопостоянной и (или) знакопеременной нагрузкой, в том числе при отключении в это время насоса?

Какие схемные решения можно предложить для повышения экономичности работы системы, если режимы неподвижного положения манипулятора составляют значительную часть времени цикла (более 90 %)?

– решить задачу для отношения диаметров штока и поршня гидроцилиндра, равного 0,75, а также при условии использования только электрического управления.

Как изменится решение задачи, если использовать насос переменной подачи с управлением по давлению (т. е. реализовать машинно-дрессельное управление в приводе)?

Как можно модернизировать систему, если использовать насос постоянной подачи и гидроаккумулятор?

Наименование перехода в цикле	Вид движения выходного звена
1. Исходное положение звена	
2. Прямой ход выходного звена манипулятора	
3. Выстой звена	
4. Обратный ход выходного звена манипулятора	
5. Быстрый прямой ход выходного звена манипулятора	
6. Выстой звена	
7. Обратный ход выходного звена манипулятора	
8. Исходное положение звена	

Рис. 4.3

Задача 4.4. Одноштоковый гидроцилиндр манипулятора робота предназначен для перемещения двух грузов по горизонтальной плоскости — поддону от положения «А» с проходом через позицию «Б» и далее до точки «В». При этом движение первого груза «вправо» до точки «Б» должно происходить со скоростью $v_{1п}$, а далее имеет место совместное перемещение обоих грузов до точки «В» со скоростью $v_{2п} < v_{1п}$. Затем система некоторое время должна находиться в неподвижном положении (выстое), когда грузы снимаются с поддона, после чего необходимо осуществить обратное движение манипулятора «влево» от точки «В» до точки «А» со скоростью $|v_{оx}| > |v_{1п}|$. Эта последовательность работы привода и фрагмент его исполнительской части показаны на рис. 4.4.

В качестве условий разработки привода принято:

– только ручное управление пуском и остановом гидроприводной системы;

- управление срабатыванием гидравлических агрегатов — только от гидравлического сигнала;
- отсутствие регулирования скорости движения выходного звена (исключение установки регулирующих гидроаппаратов);
- применение насоса постоянной подачи с обеспечением его разгрузки при неподвижном положении звена.

Требуется:

- составить принципиальную гидравлическую схему привода, дополнив циклограмму необходимыми устройствами и условиями их срабатывания;
- найти отношения скоростей $v_{1п}/v_{2п}$, $v_{2п}/|v_{оx}|$ для отношения диаметра штока к диаметру поршня гидроцилиндра, равного 0,75;
- установить, при каком соотношении этих диаметров выполняется условие $v_{1п} = |v_{оx}|$.

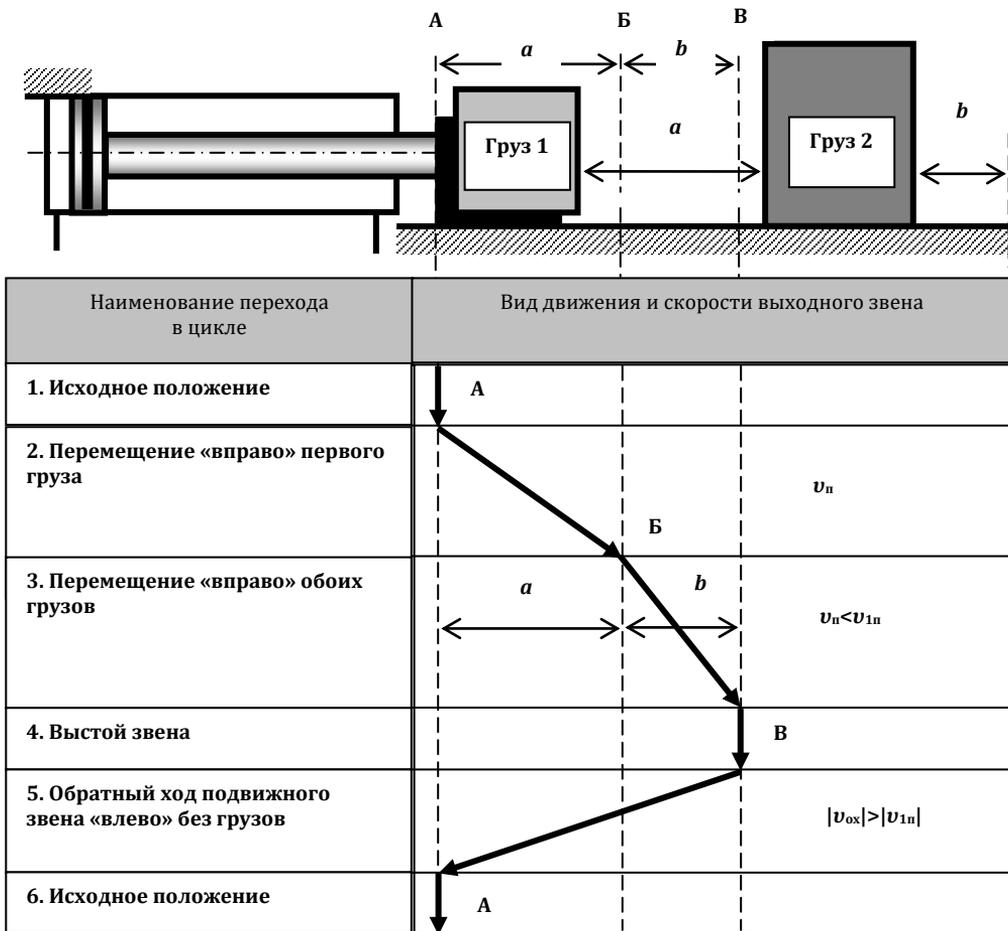


Рис. 4.4

Задача 4.5. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение — быстрое перемещение штока — рабочее перемещение штока — быстрый возврат штока в исходное положение». Рабочий орган с нагрузкой показан на рис. 4.5. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — ручное (механическая кнопка «вкл/выкл», кулачки).

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

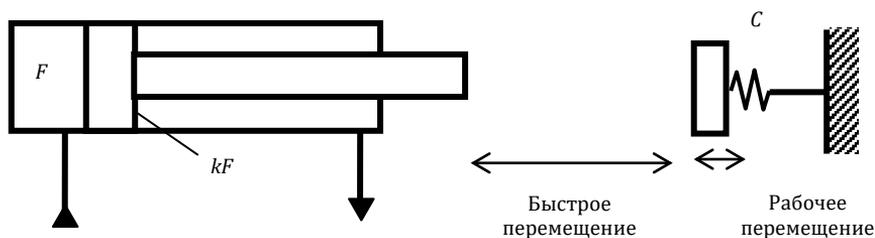


Рис. 4.5:

$v_{бп}$ — скорость быстрого перемещения; $v_{рп}$ — скорость рабочего перемещения;
 $v_{бв}$ — скорость быстрого возврата; $u_{бп}$ — ход быстрого перемещения; $u_{рп}$ — ход
рабочего перемещения; R^F — усилие трения; F — площадь поршня; kF — площадь
штоковой полости; C — жесткость пружины сжатия

Задача 4.6. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение — быстрый поворот шестерни по часовой стрелке — быстрый возврат шестерни в исходное положение». Рабочий орган с нагрузкой показан на рис. 4.6. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — ручное и гидравлическое (механическая кнопка «вкл/выкл», распределители с гидравлическим управлением).

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

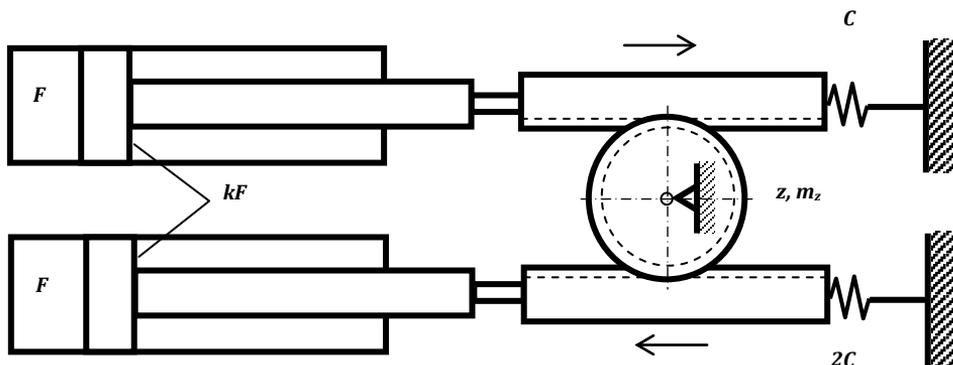


Рис. 4.6

$\omega_{бп}$ — скорость быстрого поворота; $\omega_{рп}$ — скорость быстрого возврата;
 $\alpha_{бп}$ — угол поворота шестерни; M^F — момент сил трения; F — площадь поршня;
 kF — площадь штоковой полости; m_z — модуль зацепления; z — число зубьев шес-
терни; C — жесткость пружины сжатия

Задача 4.7. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение — поворот шестерни с грузом по часовой стрелке на угол α_1 — быстрый возврат шестерни в исходное положение — поворот шестерни с грузом против часовой стрелки на угол α_2 — возврат шестерни в исходное положение». Рабочий орган с нагрузкой показан на рис. 4.7. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — электрическое (электрическая кнопка «вкл/выкл» с залипанием, выключатели конечные).

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

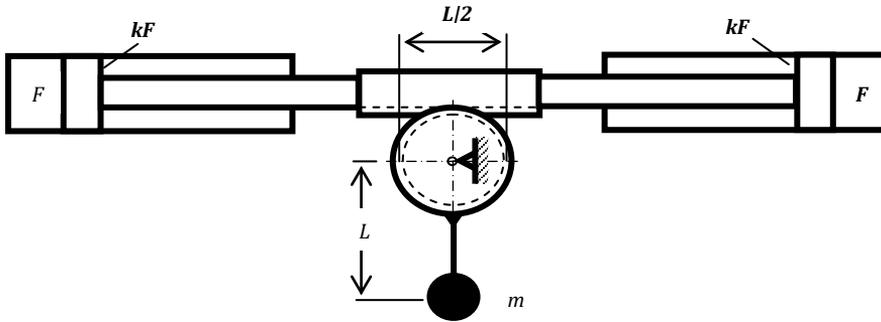


Рис. 4.7

$\omega_{\text{бп}}$ — скорость быстрого поворота; $\omega_{\text{оп}}$ — скорость быстрого возврата;
 $\alpha_{\text{бп}}$ — угол поворота шестерни; M^F — момент сил трения; F — площадь поршня;
 kF — площадь штоковой полости; L — характерный размер; m — масса груза

Задача 4.8. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение — быстрое перемещение штоков вверх (без грузов) — рабочее перемещение платформы с грузом вверх — быстрый возврат штока в исходное положение». Рабочий орган с нагрузкой показан на рис. 4.8. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — электрическое (электрическая кнопка «вкл/выкл», распределители с электроуправлением).

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

Как изменится решение задачи, если использовать механическое управление (механическая кнопка «вкл/выкл», кулачки) и гидравлическое управление (по давлению) системой?

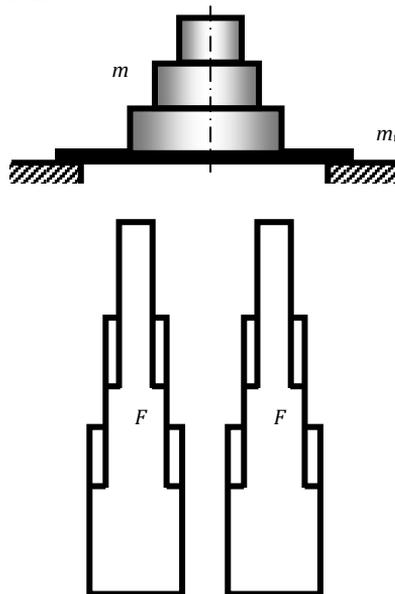


Рис. 4.8

$v_{\text{бп}}$ — скорость быстрого перемещения вверх; $v_{\text{рп}}$ — скорость рабочего перемещения вверх; $v_{\text{бв}}$ — скорость быстрого возврата в исходное положение;
 $u_{\text{бп}}$ — ход быстрого перемещения; $u_{\text{рп}}$ — ход рабочего перемещения; RF — усилие трения в каждом цилиндре; F — площадь штока; m — масса перемещаемых вверх грузов; $m_{\text{пл}}$ — масса платформы

Задача 4.9. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение — поворот штанги по часовой стрелке на угол $\alpha_1 = 450$ — возврат штанги в исходное положение — поворот штанги против часовой стрелки на угол $\alpha_2 = 300$ — возврат штанги в исходное положение». Рабочий орган с нагрузкой показан на *рис. 4.9*. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — ручное (механическая кнопка «вкл/выкл», кулачки).

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

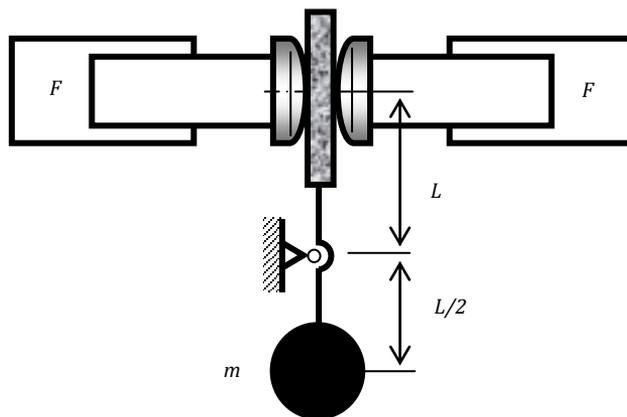


Рис. 4.9

$\omega_{\text{пчс}}$ — скорость поворота по часовой стрелке; $\omega_{\text{прс}}$ — скорость поворота против часовой стрелки; ω_0 — скорость возврата штанги в исходное положение;
 M^F — момент сил трения в каждом цилиндре; F — площадь штока;
 L — характерный размер; m — масса перемещаемых вверх грузов

Задача 4.10. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение — быстрое вращение маховика по часовой стрелке — неподвижное положение маховика в течение непродолжительного времени — вращение маховика против часовой стрелки до исходного углового положения». Рабочий орган с нагрузкой показан на *рис. 4.10*. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — электромагнитное (электрическая кнопка «вкл/выкл», кулачки). Стопорение осуществляется двухсторонним гидрозамком.

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

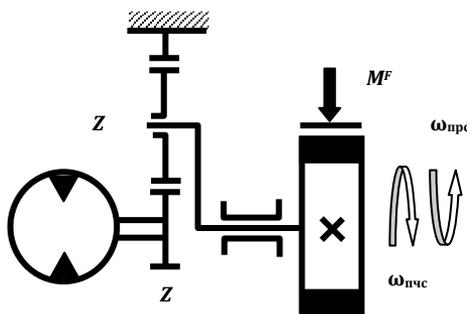


Рис. 4.10

$\omega_{\text{пчс}}$ — скорость вращения по часовой стрелке; $\omega_{\text{прс}}$ — скорость вращения против часовой стрелки; M^F — момент сил трения на маховике; V_0 — объемная постоянная мотора; z — число зубьев центральной шестерни и шестерни-сателлита

Задача 4.11. Технологический цикл гидросистемы: «исходное положение в течение короткого промежутка времени — быстрый прямой ход траверсы — рабочее перемещение траверсы в том же направлении — быстрый обратный ход до исходного положения». Рабочий орган с нагрузкой показан на *рис. 4.11*. Источник гидроэнергии — насос постоянной подачи. Управление — электромагнитное (электрическая кнопка «вкл/выкл», кулачки). Стопорение — двухсторонним гидрозамком.

Составить принципиальную схему и циклограмму работы системы.

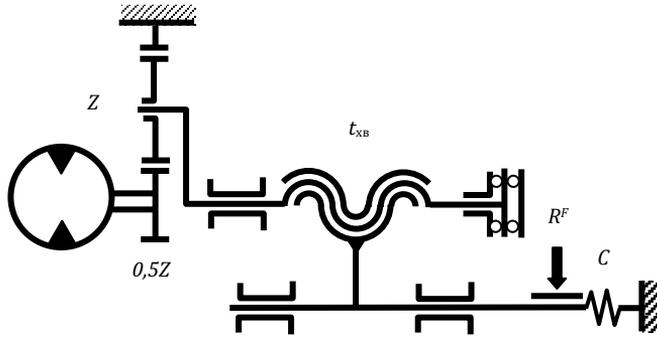


Рис. 4.11

$v_{\text{бп}}$ — скорость быстрого прямого хода; $v_{\text{рп}}$ — скорость рабочего перемещения;
 $v_{\text{обп}}$ — скорость быстрого обратного хода; R^F — сила трения на траверсе;
 C — жесткость пружины позиционной нагрузки; V_0 — объемная постоянная мотора; z — число зубьев шестерни-сателлита; t_{xb} — шаг ходового винта передачи «винт-гайка»

Задача 4.12. Гидропривод работа предназначен для вертикального перемещения грузов известных масс m_1 и m_2 по схеме, изображенной на *рис. 4.12* и в соответствии с циклограммой, показанной на *рис. 4.13*.

Считая заданными жесткости каждой из двух пружин C , скорости движения и величины перемещения платформы привода ($y_2 < 0,8$ м), составить принципиальную гидравлическую схему привода для работы системы по указанной циклограмме, дополнив последнюю перечнем необходимых устройств и условий их работы в пределах цикла.

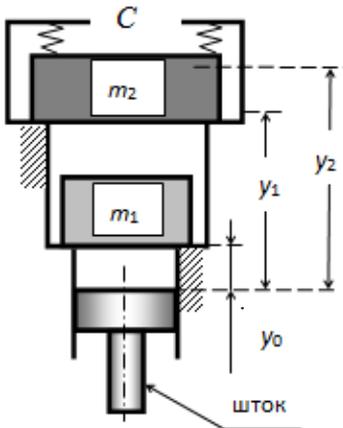


Рис. 4.12

Наименование перехода в цикле
1. Исходное положение.
2. Перемещение ненагруженного штока на величину y_0 со скоростью v_0 .
3. Перемещение груза массой m_1 вверх на величину $y_1 - y_0$ со скоростью $v_1 < v_0$.
4. Перемещение обоих грузов вверх на величину $y_2 - y_1$ со скоростью $v_{\text{нх}} < v_1$.
5. Выстой системы в верхнем положении в течение некоторого времени.
6. Опускание штока вниз с неизменной скоростью $ v_{\text{ох}} = v_0 $ до исходного положения.

Рис. 4.13

Решить задачу, используя гидроаппаратуру с электрическим управлением, управлением по давлению и с механическими управляющими сигналами. Пуск и останов системы осуществляется от кнопки «Пуск» или перемещения соответствующей рукоятки.

Задача 4.13. Для перемещения подъемника энергоустановки следует разработать гидропривод с гидромотором, вал которого через одноступенчатую цилиндрическую передачу и пару скольжения «винт — гайка» перемещает площадку подъемника пренебрежимо малой массы, как показано на *рис. 4.14*. В качестве источника гидравлической энергии предполагается использовать насосную станцию, схема которой изображена на *рис. 4.15*.

Гидропривод должен обеспечивать следующую очередность действий подъемника: «исходное нижнее положение площадки — быстрый подъем со скоростью v_1 груза массой m на высоту h_1 — рабочее перемещение (подъем) со скоростью $v_2 < v_1$ груза на высоту h_2 — выстой площадки с грузом на высоте h_2 в течение некоторого времени — быстрое опускание со скоростью $|v_3| > v_1$ площадки без груза до исходного положения».

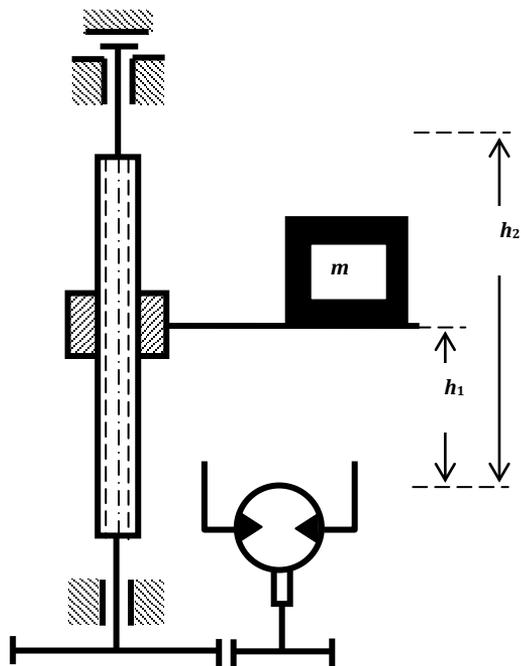


Рис. 4.14

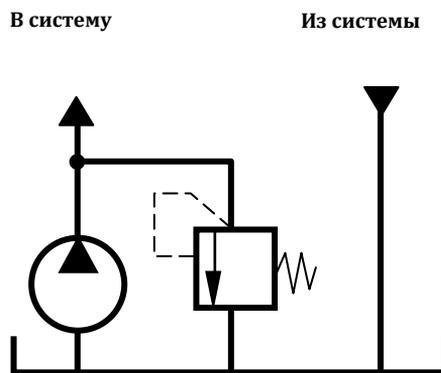


Рис. 4.15

Требуется:

- дополнив фрагменты исполнительной и энергетической частей привода необходимыми устройствами, сформировать принципиальную гидравлическую схему привода;
- составить циклограмму работы привода с указанием условий срабатывания гидроаппаратов и устройств формирования управляющих сигналов;
- решить задачу при условии использования только ручного управления и механических сигналов, использования гидравлических сигналов для обеспечения логики срабатывания аппаратуры в пределах цикла, а также для случая электрического управления системой.

Как изменится решение данной задачи, если:

- скорость подъема груза до высоты h_2 должна сохраняться неизменной при меняющейся (по различным причинам, зависящим от режимов работы установки) нагрузке;
- опускание площадки возможно также и с грузом;
- нагрузка, действующая при рабочем подъеме площадки, будет определяться схемами, показанными на *рис. 4.16* (при известной жесткости C каждой пружины)?

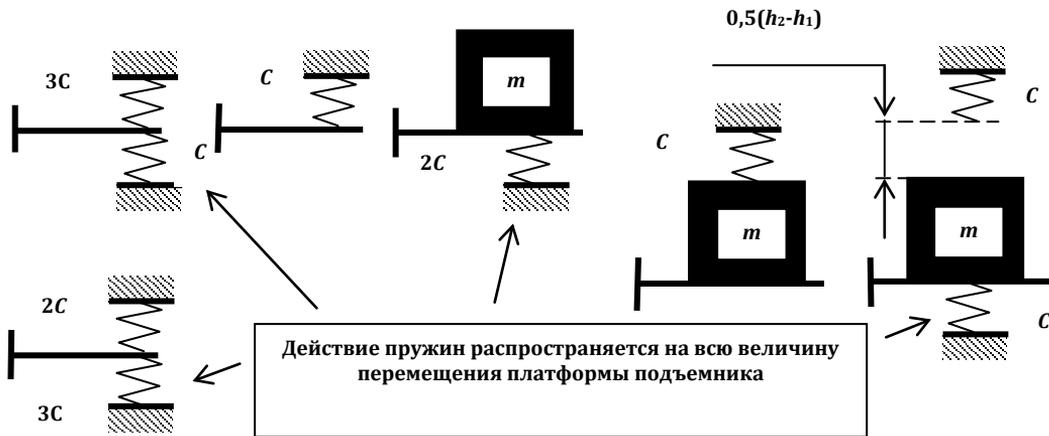


Рис. 4.16

4.4. Вопросы для самоконтроля

1. Что такое циклограмма работы гидро- или пневмопривода, в каком виде (формульном, словесном, каком-либо ином) она может быть задана?
2. Как обеспечивается последовательное движение, синхронизация одновременного движения нескольких выходных звеньев гидродвигателей?
3. Какие преимущества и недостатки имеют такие способы обеспечения последовательности работы нескольких двигателей, как управление по положению выходных звеньев, по давлению, по времени работы?
4. Какие существуют основные способы стопорения выходных звеньев нескольких гидро- или пневмодвигателей?
5. Какие положительные свойства и недостатки имеют механические способы стопорения выходных звеньев (фрикционными или язычковыми замками) по сравнению с гидрозамками?
6. Какие преимущества и недостатки имеют схемы с распределителями, напорные гидролинии которых в исходном положении аппарата заперты?
7. Какие преимущества и недостатки имеют схемы с распределителями, выходные гидролинии которых в исходном положении закольцованы?
8. Можно ли использовать распределитель с закольцованными между собой выходными гидролиниями, если требуется свободное перемещение выходного звена несимметричного гидродвигателя при отключенном гидроснабжении двигателя?
9. Как обеспечивается последовательное движение выходных звеньев нескольких гидро- или пневмодвигателей в соответствии с заданной циклограммой работы привода?

10. Как может быть обеспечена синхронизация одновременного движения нескольких выходных звеньев гидродвигателей?

11. В чем различие схем синхронизации движения двух или нескольких выходных звеньев гидродвигателей, одна из которых содержит регуляторы расхода, другая делители потока, а третья — сумматоры потоков?

12. Какие преимущества и недостатки имеют схемы установки регулирующих аппаратов в напорных и сливных гидролиниях двигателей?

13. В каких случаях установка регулирующих аппаратов в напорных гидролиниях двигателей недопустима?

14. Какие способы защиты приводящего двигателя и насоса от перегрузок в нестационарных режимах работы привода вы можете назвать?

15. Каким образом можно разгрузить насос от повышенных давлений во время «выстоев», т. е. неподвижных положений выходных звеньев гидродвигателей?

16. Какие способы обеспечения требуемой последовательности срабатывания исполнительных устройств в гидро- или пневмоприводах вы можете назвать?

5. Составление принципиальных гидравлических схем, расчет базовых параметров и характеристик гидроприводов с дроссельным управлением

5.1. Статические характеристики гидроприводов с дроссельным управлением

Гидропривод с дроссельным управлением — это привод, в котором состояние рабочей среды, а также скоростные и тяговые показатели выходных звеньев двигателей определяются коммутацией гидролиний и гидравлическими сопротивлениями регулирующих гидроаппаратов, зависящими от внешнего управляющего воздействия (информационного сигнала) [7, 15].

Для дроссельного управления возможно использовать различные регулирующие аппараты — дроссели, регуляторы расхода, делители потока, сумматоры потоков, комбинации данных аппаратов, устанавливать аппараты в различных гидро- или пневмолиниях (напорных, сливных, а также в линиях, шунтирующих двигателя). Для силовых гидролиний используются дросселирующие аппараты с турбулентными гидросопротивлениями, имеющие ряд преимуществ по сравнению с ламинарными сопротивлениями [5, 7].

В зависимости от требований, предъявляемых к приводам, и характера внешней нагрузки, приводы с дроссельным управлением имеют следующие исполнения [7]:

- с дросселем в напорной гидролинии;
- с дросселем в сливной гидролинии;
- с дросселем в шунтирующей гидролинии двигателя;
- с регулятором расхода в напорной гидролинии;
- с двухлинейным регулятором расхода в сливной гидролинии;
- с регулятором расхода в шунтирующей гидролинии двигателя.

Применение дросселирующих аппаратов в напорной линии позволяет избежать скачка (просадки) выходного звена двигателя при реверсе. Однако такое решение неработоспособно, если нагрузка носит знакопеременный характер. Кроме того, нагретая после прохождения через дросселирующий аппарат рабочая среда (в большей степени это относится к жидкостям) поступает на двигатель, что ухудшает тепловой режим его работы. Установка дросселирующего аппарата в сливной линии позволяет приводу работать со знакопеременными нагрузками (как положительными, так и отрицательными, т. е. сопутствующими), нагретая жидкость после такого аппарата поступает непосредственно в гидробак, где имеются лучшие условия для ее охлаждения. Вместе с тем, такое применение дросселирующего аппарата может привести к скачкам выходного звена привода при реверсе, что обусловлено сжимаемостью рабочей среды.

При расчете фрагмента гидроприводной системы «гидродвигатель — дросселирующий гидроаппарат» всегда возникают два затруднения.

Во-первых, как правило, один и тот же гидродвигатель в составе гидропривода работает в разных режимах по скоростям выходного звена и воспринимаемым нагрузкам. Поэтому сначала необходимо выбрать расчетный режим двигателя и обеспечивающего данный режим дросселирующего гидроаппарата.

Во-вторых, любой регулирующий гидроаппарат создает значительный перепад давлений, который должен быть достаточен для создания тягового

усилия (момента) на выходном звене гидродвигателя при обеспечении требуемых скоростей движения этого звена. Очевидно, что решение этой задачи может быть выполнено различным образом. Например, допустимо использовать «переразмеренный» гидродвигатель, т. е. имеющий большой характерный параметр (объемную постоянную, площадь поршня или плунжера) и регулирующий аппарат, создающий повышенное гидросопротивление и, следовательно, небольшие давления в полостях двигателя, но достаточные для преодоления требуемых нагрузок. Очевидно, получение необходимых скоростей движения выходного звена такого гидродвигателя потребует повышенных расходов жидкости, т. е. росту массовых, габаритных и стоимостных показателей насосной установки, что чревато потерей конкурентоспособности системы.

С другой стороны, возможно применение малогабаритного двигателя и дросселирующего аппарата с незначительным перепадом давлений. Однако тогда возникают проблемы, связанные с возможностью преодоления выходным звеном заданной нагрузки при имеющемся напорном давлении системы.

Данная неопределенность устраняется, если ввести критерий выполнения расчетного режима работы двигателя с наибольшей энергоэффективностью, т. е. наибольшим КПД для наиболее нагруженного режима работы двигателя. Тогда расчет фрагмента «гидродвигатель-дросселирующий гидроаппарат» сводится к нахождению оптимального сочетания значения параметра гидродвигателя и одновременно — гидравлической проводимости (гидросопротивления, проходной площади) дросселирующего аппарата.

Подробное обсуждение вопросов расчета и построения характеристик подобных фрагментов в зависимости от места установки и вида дросселирующего гидроаппарата приведено в многочисленных публикациях (см., например, [7]). Ниже приводятся сведения, минимально необходимые для решения задач по данной тематике.

5.2. Алгоритм расчета базовых параметров и оценка энергоэффективности гидроприводов с дроссельным управлением

Общий алгоритм решения задачи расчета параметров и подбора машинно-аппаратной базы для фрагмента гидропривода с дроссельным управлением сводится к выполнению следующих действий:

- из гидросистемы вычленяется фрагмент, содержащий гидродвигатель и дросселирующий аппарат, определяется расчетная точка напорной гидролинии фрагмента (для гидроаппарата в напорной линии — на входе в аппарат, для гидроаппарата на выходе-на входе в двигатель) и в сливной гидролинии (для гидроаппарата в напорной линии — на выходе гидродвигателя, для гидроаппарата на выходе — на выходе гидроаппарата);

- определяются приведенные к выходному звену нагрузки и скорости движения звена для различных режимов работы фрагмента в составе гидроприводной системы объекта;

- выполняется анализ нагрузок (по значению и знаку), после чего устанавливается расчетный режим — наибольшая положительная нагрузка (усилие R_p для Ц или момент M_p при использовании мотора или ПгД), имеющая место, как правило, при небольших скоростях (соответственно линейных v_p или угловых ω_p) движения выходного звена двигателя;

– на основании средних статистических данных о потерях давления в гидролиниях, направляющих аппаратах гидроприводной системы оцениваются потери давления в напорной и сливной гидролиниях рассматриваемого фрагмента схемы: от источника гидроэнергии до расчетной точки напорной линии фрагмента и от расчетной точки сливной линии до гидробака;

– определяются напорные p_H^* и сливные $p_{сл}^*$ давления фрагмента в расчетных точках:

$$p_H^* = p_H - \sum \Delta p_H; \quad p_{сл}^* = p_6 + \sum \Delta p_{сл}, \quad (5.1)$$

где $\sum \Delta p_H, \sum \Delta p_{сл}$ — суммарные потери давления в напорной и сливной гидролиниях гидропривода для данного фрагмента;

– при установке дросселя в напорную или сливную гидролинию двигателя из условия выполнения расчетного (наиболее нагруженного) режима определяется характерный параметр гидродвигателя (площадь поршня F для гидроцилиндра или объемная постоянная V_0 для гидромотора или ПгД) [7]:

$$F = \frac{1,5}{(p_H^* - kp_{сл}^*)} R_p; \quad V_0^* = \frac{V_0}{2\pi} = \frac{1,5}{(p_H^* - p_{сл}^*)} M_p, \quad (5.2)$$

где k — коэффициент отношения площадей для несимметричного гидроцилиндра (см. гл. 2, 3).

В этом случае максимальный КПД системы «насос постоянной подачи — дроссель — гидродвигатель» составляет

$$\eta^{\max} = \frac{N^{\max}}{N_H} = \frac{2}{3\sqrt{3}} \cong 0,38, \quad (5.3)$$

где N^{\max} — наибольшая выходная мощность фрагмента в расчетном режиме, N_H — мощность условного насоса постоянной подачи, обеспечивающего расчетный режим работы фрагмента гидропривода;

– если используется регулятор расхода (обычно универсальный двухлинейный (РР₂), который допускает централизованное гидропитание нескольких потребителей от одного источника гидроэнергии и может быть установлен в напорную и сливную гидролинии), то характерный параметр гидродвигателя определяется следующим образом [9]:

$$F = \frac{R_p}{p_H^* - kp_{сл}^* - \Delta p_p^{\min}}; \quad V_0^* = \frac{M_p}{p_H^* - p_{сл}^* - \Delta p_p^{\min}}, \quad (5.4)$$

где Δp_p^{\min} — минимальный паспортный перепад давлений регулятора расхода, обычно находящийся в пределах $\Delta p_p^{\min} = 0,30 \div 0,4$ МПа [7, 11].

При использовании РР₂ максимальный КПД системы «насос постоянной подачи — регулятор — гидродвигатель» существенно больше, чем для чисто дроссельного регулирования:

$$\eta^{\max} = \frac{p_H^* - \Delta p_p^{\min} - kp_{сл}^*}{p_H} = 1 - \left(\frac{\Delta p_p^{\min} + kp_{сл}^*}{p_H} \right). \quad (5.5)$$

Однако необходимо учесть, что PP_2 обеспечивает высокий (95 ÷ 96 %) КПД только в расчетном режиме. Если требуется получить высокий КПД для различных режимов работы фрагмента, следует применить менее универсальный, устанавливаемый только в напорную гидролинию и требующий индивидуального гидроснабжения потребителя от своего источника энергии, адаптивный трехлинейный регулятор расхода [7];

– из каталогов выбирается подходящий гидродвигатель (рабочая площадь $[F]$, объемная постоянная $[V_0]$), для которого рассчитываются потребные расходы жидкости, подача условного насоса, определяются мощности и КПД фрагмента;

– определяется гидравлическая проводимость $G_{др}$ и/или проходная площадь $f_{др}$ дросселя гидроаппарата для расчетного режима работы:

$$G_{др} = \frac{Q_{др}}{\Delta p_{др}}, \quad (5.6)$$

где $\Delta p_{др}$, $Q_{др}$ — перепад давлений и расход жидкости через дроссель для расчетного режима, очевидным образом связанные с параметрией, нагрузкой и скоростью движения выходного звена выбранного из каталога гидродвигателя.

При использовании дросселя как гидроаппарата в соотношении (5.6) подставляется значение перепада давлений на дросселе, определяемое из уравнения статического равновесия выходного звена, выбранного из каталога гидродвигателя для расчетного режима работы фрагмента. Если же используется двухлинейный регулятор расхода, то дроссель входит в состав данного изделия как часть. Перепад на таком дросселе поддерживается постоянным в пределах 0,2 ÷ 0,3 МПа с помощью редуционного клапана регулятора независимо от изменения нагрузки, за счет чего и обеспечивается постоянство расхода через дроссель и, следовательно, скорость движения выходного звена двигателя.

Установка дросселя в шунтирующую гидролинию двигателя применяется сравнительно редко, так как эффективна при небольших нагрузках, не характерных для силового гидропривода. Необходимые сведения для расчета такого фрагмента содержатся в [7].

Как известно (см. гл. 4 и [7], а также *прил. 4*) для синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей (т. е. обеспечения неизменного отношения скоростей при меняющейся произвольным образом нагрузке на звеньях) могут применяться делители потока или сумматоры потоков. Каждый из таких аппаратов содержит систему дросселей, настраиваемых на определенное отношение расходов, а также золотниковый узел, выполняющий функции регулируемого дросселя.

Для подобных схем расчет параметрии гидродвигателей выполняется одновременно с нахождением гидравлической проводимости дросселей делителей и/или сумматоров. Найденные значения параметров гидродвигателя затем используются при определении гидравлических проводимостей и проходных отверстий дросселирующих аппаратов, устанавливаемых для обеспечения других режимов работы двигателя.

5.3. Задачи

Задача 5.1. Гидравлический цилиндр гидропривода объекта предназначен для подъема и опускания коромысла с приведенной массой $m_k = 2000$ кг

от нижнего до верхних упоров на угол $\alpha^{\max} = 45^\circ$ в соответствии со схемой и размерами, показанными на *рис. 5.1*. Приведенная масса поршня и штока цилиндра равна $m_{\text{ш}} = 240$ кг.

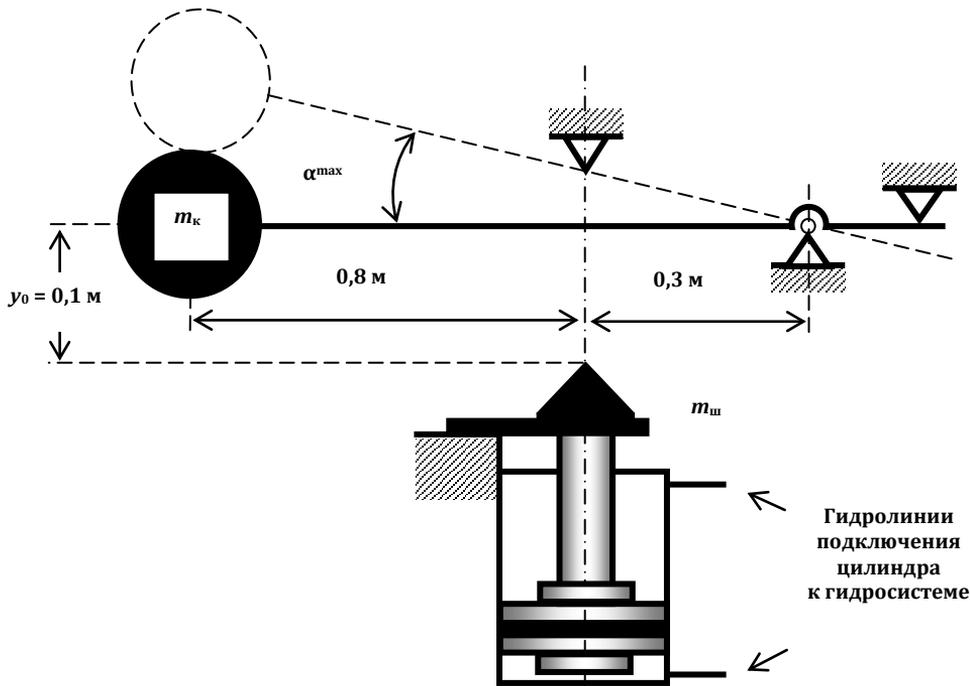


Рис. 5.1

На *рис. 5.2* приведена циклограмма работы гидроцилиндра и указаны скорости соответствующих перемещений штока.

При формировании гидросистемы привода было принято использование объемно-роторного насоса постоянной подачи и переливного клапана, настроенного на давление 16 МПа; осуществление разгрузки насоса между циклами работы и в режиме выстоя выходного звена (штока) цилиндра; применение электрического управления работой системы с запуском от кнопки «ПУСК», использование реле давления и необходимой регулирующей и направляющей гидроаппаратуры.

Требуется:

- составить принципиальную гидравлическую схему привода, имея в виду минимизацию числа гидроаппаратов и стоимость комплектующих;
- дополнить циклограмму, указав порядок работы комплектующей гидроаппаратуры;
- рассчитать основные параметры гидроцилиндра (диаметр штока и поршня, а также полный ход поршня гидроцилиндра) и гидроаппаратуры, на основании расчетов подобрать гидроцилиндр и гидроаппаратуру из каталогов гидроаппаратуры [2, 11];
- найти полное время цикла, если период выстоя штока в верхнем положении равен $t_{\text{вс}} = 2$ с, а в исходном положении $t_{\text{ис}} = 5$ с;
- построить циклограмму потребных расходов, рассчитать требуемую подачу насоса, подобрать насос по каталогам [2, 11];

– определить средний КПД системы за цикл, количество циклов работы системы за 12-часовую смену работы гидрофицированного объекта, затраты на оплату электроэнергии за смену и за один год, если полный КПД электродвигателя неизменен по операциям цикла и равен 0,85, стоимость одного киловатт-часа равна 0,03 у.е., а количество рабочих суток в году — 240 (КПД насоса взять из каталога для данных гидромашин [1, 11]).

Наименование перехода в цикле	Вид движения и скорости выходного звена
1. Исходное положение	
2. Быстрый подвод штока Ц к коромыслу	
3. Рабочее перемещение штока Ц «вверх» вместе с коромыслом	
4. Выстой штока Ц в верхнем положении	
5. Опускание штока Ц вместе с коромыслом до горизонтального положения коромысла	
6. Быстрое опускание штока Ц до исходного положения без коромысла	
7. Исходное положение	

Рис. 5.2

При решении задачи принять перепад давлений на каждом направляющем гидроаппарате, равным 0,1 МПа, потери давления на каждом участке гидролинии, соединяющей гидроагрегаты, 0,05 МПа, задаться расчетным значением отношения диаметров штока и поршня цилиндра, равным 0,75, считать давление на свободной поверхности гидробака атмосферным.

Какие изменения в схеме можно сделать для повышения среднего КПД привода за цикл?

Как изменится решение задачи, если использовать накопление энергии в гидроаккумуляторе при опускании груза?

Задача 5.2. Для подъема и опускания кузова автомобиля-самосвала применен гидропривод, исполнительная часть которого содержит одноштоковый гидроцилиндр, установленный в силовую систему кузова и рамы. Усилие, приведенное к выходному звену — штоку гидроцилиндра, — в расчетных режимах считается неизменным по ходу штока и составляет для подъема кузова $R^+_п = 285$ кН, а для опускания — $R^-_о = 220$ кН.

Циклограмма работы привода характеризуется следующей очередностью выполняемых действий (операций цикла): «исходное (горизонтальное) положение кузова в течение времени $t_{ис} = 60$ с — подъем кузова с преодолением нагрузки $R^+_п$ за промежуток времени $t_п = 10$ с — удержание кузова в поднятом положении под нагрузкой $R^+_п$ в течение расчетного времени $t_y = 600$ с — опускание кузова под нагрузкой $R^-_о$ за время $t_о = 15$ с».

Давление настройки клапана, ограничивающего напорное давление в системе, составляет 16 МПа, давление в примененном открытом гидробаке — атмосферное. Включение гидропривода в работу по указанной циклограмме

должно производиться с помощью ручного управления из кабины водителя самосвала, выключение привода по окончании цикла — автоматически, либо также принудительным образом из кабины. При реализации указанной циклограммы допускается использование механических и (или) гидравлических информационных сигналов.

Требуется:

- составить принципиальную гидравлическую схему гидросистемы подъема и опускания кузова самосвала;
- составить полную циклограмму работы привода кузова, указав на ней установленные гидравлические устройства и условия их срабатывания;
- определить основные расчетные параметры гидроцилиндра (рабочую площадь поршня, диаметры штока и поршня, полный ход поршня), округлить найденные значения до стандартных и подобрать серийно выпускаемый гидроцилиндр по каталогу [2];
- рассчитать площади проходных сечений, регулирующих гидроаппаратов, диаметры условных проходов гидроаппаратуры; на основании выполненных расчетов подобрать гидравлическую аппаратуру по каталогам [2, 11];
- построить циклограмму потребных расходов, определить расчетное значение подачи насоса и подобрать насос по каталогам [2, 11];
- рассчитать средний КПД за цикл работы привода, сформулировать предложения по улучшению экономичности работы системы;
- оценить затраты (стоимость топлива) при эксплуатации системы на самосвале в течение одного месяца, если число рабочих смен равно 26-ти, количество циклов работы системы за смену — 8, удельный расход топлива двигателя равен 0,05 г/с·кВт, плотность топлива — 780 кг/м³, а стоимость одного литра топлива — 0,3 у.е.

При решении задачи считать полный КПД насоса неизменным и составляющим 0,78, КПД трансмиссии, соединяющей коленчатый вал двигателя самосвала с валом насоса, равным 0,85. Расчетное отношение диаметра штока к диаметру поршня выбрать в диапазоне $k_d = 0,5-0,75$; гидросопротивление каждого направляющего гидроаппарата принять равным 0,12 МПа, каждого участка гидролинии, соединяющего гидравлические устройства, — 0,02 МПа, а каждого узла (соединения участков гидролиний) — 0,08 МПа.

Задача 5.3. Для подъема и опускания груза массой $m = 15\,000$ кг стационарного объекта предполагается использовать гидроподъемник (ГП), взятый из уже имеющегося на предприятии гидрооборудования. Предполагаемая схема подключения данного гидроподъемника показана на рис. 5.3.

Двигателем ГП является одноштоковый гидроцилиндр с диаметрами поршня 120 мм, штока — 80 мм. Управление движением штока осуществляется с помощью направляющего гидрораспределителя Р типа «4/3», а гидроснабжение обеспечивается от насоса с постоянной подачей 63 л/мин, снабженного переливным клапаном с давлением настройки 20 МПа. Подъем груза должен выполняться со скоростью 0,05 м/с, а опускание — со скоростью 0,1 м/с вне зависимости от наличия или отсутствия груза на платформе подъемника. Необходимо также обеспечить зависание платформы с грузом и без груза на любой высоте (в пределах хода штока гидроцилиндра) по сигналу оператора.

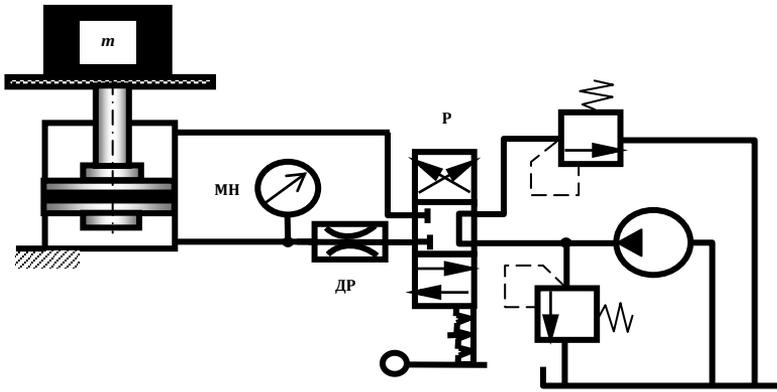


Рис. 5.3

Требуется:

- установить функциональную пригодность гидропривода имеющейся схемы и параметрии для выполнения требуемых операций по подъему, опусканию и выстой платформы;
- при необходимости дополнить (модернизировать) гидросистему подъемника, добавив и (или) убрав соответствующие гидроагрегаты, руководствуясь необходимостью выполнения требуемых операций, минимизацией числа агрегатов и их стоимости;
- рассчитать проходные площади регулирующих гидроаппаратов для обеспечения требуемых скоростей штока;
- определить показания манометра МН в режиме подъема и опускания груза, а также опускания пустой платформы (масса платформы, поршня и штока не учитывается);
- на основании выполненных расчетов осуществить подбор гидроаппаратуры по каталогам [2, 11] и составить спецификацию гидросистемы.

При решении задачи принять, что потери давления на каждом направляющем гидроаппарате составляют 0,15 МПа, на каждом участке трубопровода, соединяющем гидроагрегаты — 0,02 МПа; давление настройки подпорного клапана в сливной гидролинии равно 0,5 МПа, плотность рабочей жидкости — 840 кг/м³, а коэффициент расхода жидкости через дроссели равен 0,7.

Задача 5.4. Для перемещения выходного звена манипулятора использован гидропривод, схема которого показана на рис. 5.4.

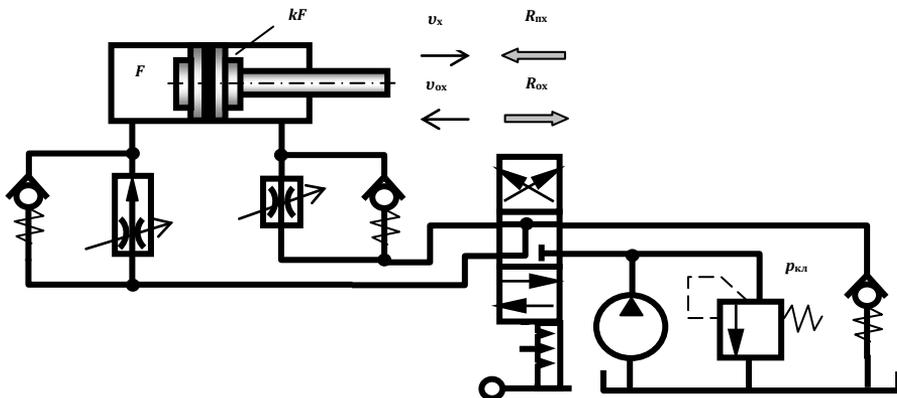


Рис. 5.4

Движение штока гидроцилиндра, приводящего в действие манипулятор, и значения параметров перемещения (скорости прямого $v_{п.х}$, обратного $v_{о.х}$ ходов, усилия прямого $R_{п.х}$ и обратного $R_{о.х}$ ходов) должны соответствовать циклограмме, изображенной на *рис. 5.5*.

Наименование перехода в цикле	Характер движения штока	Значения скоростей v , нагрузок на шток R и времени t переходов в цикле
1. Исходное положение		$t_{и.п} = 5 \text{ с}$
2. Прямой ход штока		$v_{п.х} = 0,001 \text{ м/с}$ $R_{п.х} = 10^5 \text{ Н}$
3. Выстой		$t_{в} = 2 \text{ с}$
4. Обратный ход штока		$v_{о.х} = 0,3 \text{ м/с}$ $R_{о.х} = 10^3 \text{ Н}$

Рис. 5.5

Известны следующие параметры системы: полное перемещение (ход) штока равен $y^{\max} = 0,3 \text{ м}$; давление настройки переливного клапана составляет $p_{кл} = 16 \text{ МПа}$; потери давления на направляющем распределителе $\Delta p_{нр} = 0,1 \text{ МПа}$, на каждом обратном клапане $\Delta p_{к\text{о}} = 0,15 \text{ МПа}$, перепад давлений на дросселе регулятора расхода $\Delta p_{др.р} = 0,3 \text{ МПа}$, минимальный перепад давлений на редукционном клапане регулятора расхода $\Delta p_{р.к}^{\min} = 0,2 \text{ МПа}$, плотность рабочей жидкости $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$, коэффициент расхода жидкости через турбулентный дроссельный элемент $\mu = 0,7$.

Требуется определить:

- расчетные диаметры поршня и штока и их ГОСТированные значения;
- проходные площади дросселя и дросселя регулятора расхода;
- потери мощности и энергии на регулирующих гидроаппаратах за цикл;
- потребные расходы жидкости за цикл работы системы и построить циклограмму расходов;
- необходимую подачу и выходную мощность насоса и по каталогам [2, 11] подобрать подходящий серийно выпускаемый насос;
- по каталогу [12] марку и характеристики (частоту вращения ротора под нагрузкой, выходную мощность, КПД, массу) приводящего асинхронного электродвигателя серии 4А для выбранного насоса;
- стоимость закупки насоса и электродвигателя, если удельная цена составляет: для насоса постоянной подачи $C_{0,н} = 45 \text{ у.е./кВт}$, а для асинхронного электродвигателя $C_{0,д} = 14 \text{ у.е./кВт}$;
- затраты на оплату электроэнергии гидропривода, укомплектованного такими агрегатами за 5000 часов непрерывной трехсменной работы системы при тарифе $C_{0э} = 0,04 \text{ у.е./кВт}\cdot\text{ч}$.

При решении задачи принять отношение рабочей площади штоковой полости гидроцилиндра к площади поршня F , равным $k = 0,75$.

Задача 5.5. В результате эксплуатации системы, рассмотренной в задаче 5.4, для снижения суммарных издержек за плановый расчетный период

работы, равный 5000 ч, было признано целесообразным выполнить ее модернизацию. С этой целью рассмотрены два предложения — варианта:

1. Замена насоса постоянной подачи на насос регулируемой подачи по давлению.

2. Установка грузового плунжерного гидроаккумулятора и замена прежнего насоса на насос меньшей постоянной подачи, в результате чего принципиальная гидравлическая схема приобрела вид, показанный на *рис. 5.6*. Вентиль В установлен для аварийного слива жидкости из аккумулятора и при работе системы заблокирован. Остальные устройства привода сохранились неизменными.

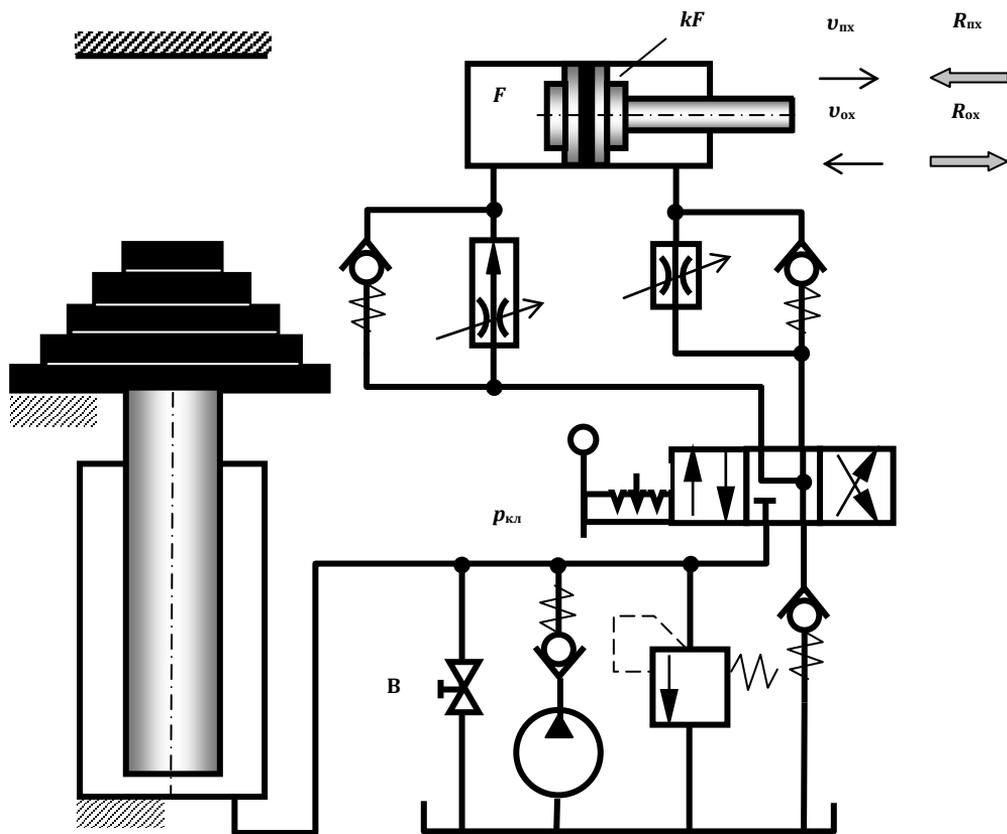


Рис. 5.6

Требуется определить для каждого предложения (варианта):

- необходимую подачу и выходную мощность насоса и по каталогам [2, 11] подобрать подходящий серийно выпускаемый насос;
- рабочий объем грузового гидроаккумулятора (для варианта 2), массу грузов аккумулятора, ход и диаметр плунжера;
- требуемый объем бака, если он должен превышать максимальное количество жидкости, поступающее в систему за цикл работы не менее, чем на 50 %;
- по каталогу [12] марку и характеристики (частоту вращения ротора под нагрузкой, выходную мощность, КПД, массу) приводного асинхронного электродвигателя серии 4А для выбранного насоса;

Вид перехода в цикле	Электромагниты			Конечные выключатели		
	У1	У2	У3	ВК1	ВК2	ВК3
1. Исходное положение системы						
2. Прямой ход штока 1	■			■		
3. Прямой ход штока 2	■	■			■	
4. Обратный ход штока	■		■			■
5. Исходное положение системы						

Рис. 5.8

После выполнения всех операций — переходов электромагнит У1 выключается и цикл считается завершенным. При повторном нажатии кнопки «Пуск» цикл повторяется вновь и т. д.

Нагрузки прямого и обратного хода гидроцилиндра неизменны по величине перемещения штока, направлены против движения и составляют соответственно $R^+_{пх} = 25$ кН и $R^+_{ох} = 15$ кН. Клапан насоса настроен на давление открытия $p_{кл} = 22$ МПа, подача насоса составляет 15 л/мин, диаметры поршня и штока гидроцилиндра равны соответственно 80 и 40 мм.

Пренебрегая давлением в сливной гидролинии $p_{сл}$ и гидравлическими сопротивлениями направляющих гидроаппаратов, а также временами переключения электромагнитов, осуществить следующее:

- построить полную циклограмму работы гидропривода, добавив функционирование гидродвигателя и работу кнопки «Пуск»;

- определить показания манометра М, скорости движения штока и выходную мощность насоса для каждого режима (перехода), отмеченного на циклограмме;

- приняв расстояние между ВК1 и ВК2 равным 0,5 м, а между ВК2 и ВК3 — 0,2 м, рассчитать время выполнения приводом каждого перехода, а также общее время цикла;

- определить полезную работу, совершаемую гидроприводом за цикл;

- найти затраты электроэнергии и на этой основе стоимость эксплуатации гидропривода за сутки, месяц, квартал и год непрерывной трехсменной работы, если КПД электронасоса составляет 0,7 при тарифе по оплате 1 кВт·ч, равном 0,05 у.е.

Как изменится решение задачи по перечисленным выше пунктам, если для устранения возможного подсоса воздуха в гидропривод в сливную гидрочину установить обратный клапан (см. рис. 5.7), настроенный на давление открытия $p_{сл} = 0,5$ МПа?

Задача 5.7. Для выполнения требуемой последовательности операций гидрофицированным роботом в его состав введен гидроцилиндр с подвижным штоком и гидромотор, вал которого через цилиндрический одноступенчатый редуктор и передачу «винт-гайка» перемещает выходное звено манипулятора. Организацию нужной последовательности работы системы предполагается выполнить с помощью сигналов от конечных выключателей ВК1-ВК5. Площадь поршня гидроцилиндра составляет 60 см^2 , активная площадь штоковой полости — 40 см^2 . Для гидропитания этих двигателей использован насос, имеющий объемную постоянную 32 см^3 и подачу 32 л/мин . Переливной клапан насоса настроен на давление 20 МПа , давление в сливной гидрочине составляет $0,1 \text{ МПа}$. Перечисленные гидромашины, насосная станция, выключатели и механическая передача были установлены на сборочный стеллаж, как показано на рис. 5.9.

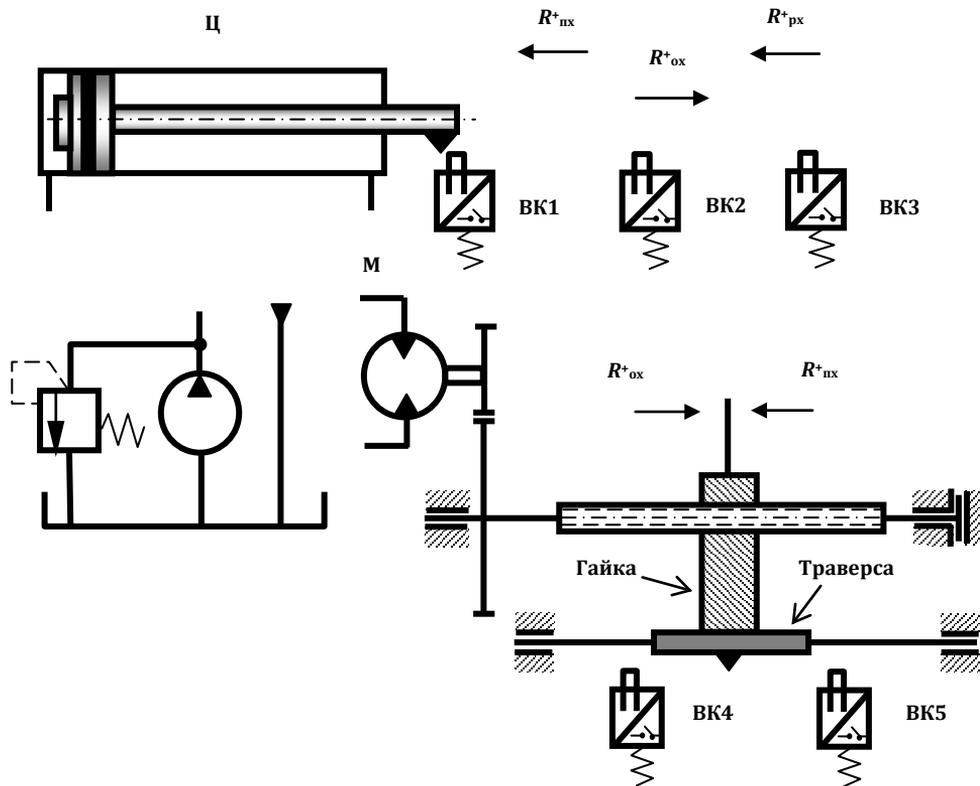


Рис. 5.9

Требуемая циклограмма работы системы: «исходное положение штока Ц — прямой ход штока Ц (вправо) с возможно большей скоростью — рабочий прямой ход штока Ц (вправо) со скоростью $0,01 \text{ м/с}$ — быстрый обратный ход штока Ц (влево) до исходного положения Ц — быстрый прямой ход гайки механической передачи и траверсы (вправо) с нерегламентированной

скоростью — быстрый обратный ход гайки и траверсы (влево) с нерегулируемой скоростью до исходного положения».

Нагрузка подвижных звеньев составляет для быстрых перемещений $R_{\text{пх}}^+ = |R_{\text{ох}}^+| = 10 \text{ кН}$, для рабочего перемещения штока $R_{\text{рп}}^+ = 100 \text{ кН}$. Шаг винтовой пары составляет 100 мм/об, а передаточное отношение одноступенчатого цилиндрического редуктора равно 10-ти. Потери давления на каждом направляющем гидроаппарате принимаются равными 0,1 МПа, потери давления в гидрелиниях пренебрежимо малы, плотность жидкости составляет 840 кг/м³, коэффициент расхода жидкости через дроссели равен 0,7.

Требуется:

- составить принципиальную гидравлическую схему привода, дополнив имеющийся набор гидроагрегатов необходимой аппаратурой;
- составить циклограмму работы привода;
- определить давления в гидрелиниях гидродвигателей для каждого перехода (операции) в цикле;
- рассчитать скорости быстрых перемещений подвижных звеньев гидродвигателей;
- найти проходную площадь дросселя, входящего в состав регулирующего гидроаппарата, обеспечивающего движение штока Ц со скоростью рабочих перемещений;
- составить циклограмму потребных расходов.

Задача 5.8. Перемещение ленты транспортера промышленного робота осуществляется гидроприводом в соответствии с принципиальной гидравлической схемой, показанной на рис. 5.10.

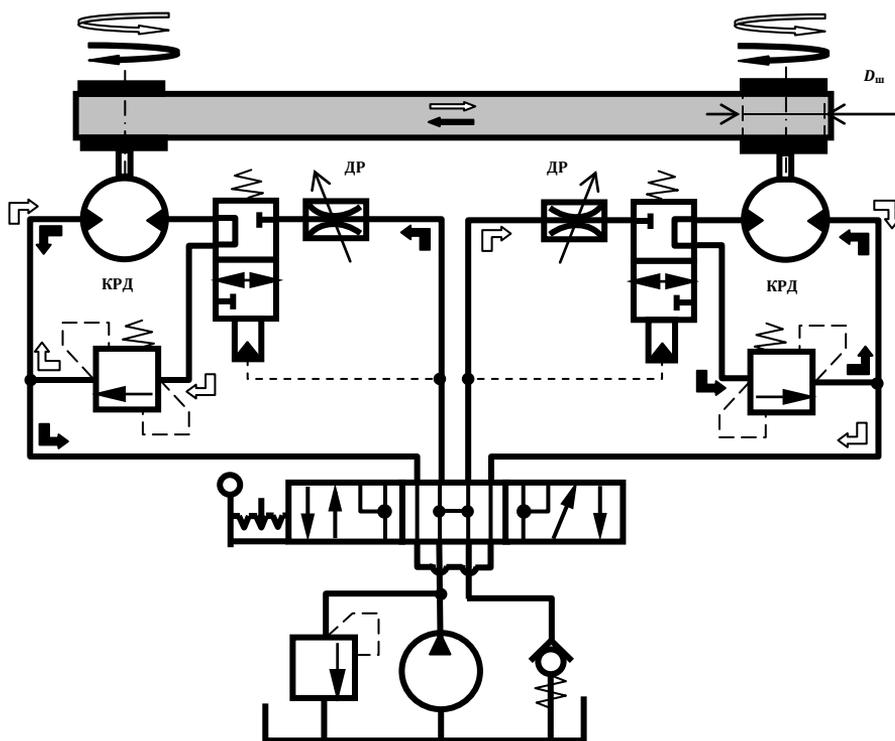


Рис. 5.10

Для обеспечения натяжения ленты при ее движении в ту или иную сторону один из гидромоторов развивает необходимый тяговый момент, а второй мотор работает в режиме нагрузки первого мотора. Это реализуется за счет установки клапанов разности давлений (КРД), создающих в шунтирующих гидролиниях гидромоторов требуемые гидросопротивления. Требуемая скорость реализована за счет дросселей (ДР). Направление движения жидкости и ленты транспортера для перемещения ленты «вправо» и «влево» (см. *рис. 5.10*), обеспечиваемое направляющим распределителем $\frac{8}{3}$ с ручным управлением, показано соответственно зачерненными стрелками и стрелками без зачернения. Назначение остальных гидроаппаратов рассматривалось в предыдущих задачах и не требует комментариев.

Известны следующие характеристики рассматриваемой системы: давление настройки переливного клапана насоса равно 20 МПа; перепад давлений на каждом направляющем гидроаппарате составляет 0,15 МПа; скорость движения ленты (вправо и влево), обеспечиваемая настройкой дросселей ДР равна 0,2 м/с; диаметр каждого шкива $D_{ш} = 180$ мм; усилие на рабочем участке ленты 5000 Н; усилие подтормаживания (натяжения) ленты 650 Н; плотность рабочей жидкости 860 кг/м³; коэффициент расхода жидкости через дроссели составляет 0,7; полный КПД насоса 0,85; полный КПД приводящего электродвигателя 0,82; полный КПД моторов принимается равным 0,9. КПД всех машин принимаются неизменными при работе системы.

Полагая гидросопротивление трубопроводов пренебрежимо малым, требуется определить:

- перепад давлений на КРД, обеспечивающих нужное подтормаживание соответствующим гидромотором, работающим в режиме нагружения;
- расчетные и округленные до ГОСТированных значений объемные постоянные гидромоторов, подачу, входную и выходную мощности насоса;
- скорости и частоты вращения валов гидромоторов;
- площади проходных сечений дросселей;
- мощность, потребляемую электродвигателем насоса, и суммарные потери мощности в системе при работе транспортера, КПД всей системы (с учетом потерь мощности в электродвигателе);
- затраты на оплату электроэнергии за 12-часовую смену работы транспортера при тарифе 0,03 у.е. за 1 кВт·ч электроэнергии.

Задача 5.9. Функционирование грузового лифта на предприятии осуществляется с помощью гидропривода, исполнительная часть которого вместе с основными узлами трансмиссии лифта показана на *рис. 5.11*.

Перемещение кабины лифта с нижнего уровня А до верхнего Б должно происходить за строго регламентированные промежутки времени $t_{пх}$ (подъема) и $t_{ох}$ (опускания). На верхнем уровне кабина лифта находится в неподвижном положении (перед очередным опусканием) в течение времени $t_{вп}$, на нижнем уровне (перед очередным подъемом) — $t_{нп}$.

Масса пустой кабины составляет $m_k = 1000$ кг, наибольшая масса груза равна $m_{гр} = 15\ 000$ кг, масса противовеса $m_{п} = 3000$ кг, диаметры окружностей ведущего (нижнего) и ведомого (верхнего) колес-шкивов одинаковы и равны $D_k = 250$ мм. Усилие трения в направляющих кабины составляет 2 кН, приведенный к колесам момент трения в опорах и зацеплении колес с гибкой зубчатой рейкой может быть определен как 10 % от тягового момента,

необходимого для перемещения массы m_t вверх. Гидроцилиндр необходим для автоматической регулировки натяжения ветвей гибкой зубчатой рейки в зависимости от перевозимого груза, а пружина в поршневой полости цилиндра обеспечивает начальное натяжение ветвей при отсутствии давления гидروпитания системы (выключенном лифте). Гидропитание лифта осуществляется от насосной установки с открытым гидробаком и насосом, предохранительная аппаратура которого отрегулирована на давление 32 МПа, подпор в гидрوليнии слива обеспечивается обратным клапаном.

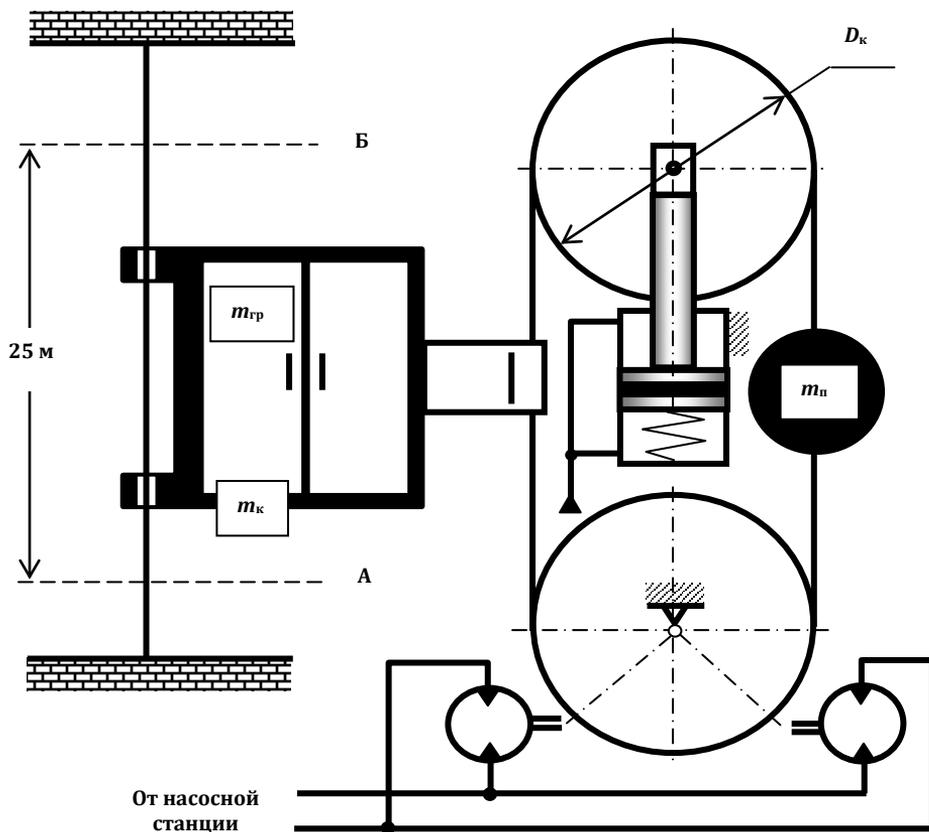


Рис. 5.11

Требуется:

– составить принципиальную гидравлическую схему гидропривода лифта, дополнив имеющуюся структуру необходимой гидроаппаратурой, применительно к двум исполнениям:

а) насосная установка с насосом постоянной подачи и переливным клапаном непрямого действия;

б) использована насосная установка с насосом постоянной подачи и грузовым гидроаккумулятором;

– сформировать циклограммы работы гидросистемы лифта для указанных исполнений насосных установок;

– определить усилие начальной затяжки пружины, установленной в поршневой полости гидроцилиндра;

– рассчитать диаметры поршня и штока гидроцилиндра;

- определить объемные постоянные гидромоторов и насосов для рассматриваемых исполнений по схеме и комплектующим;
- округлив найденные параметры гидромашин, подобрать серийно выпускаемые изделия по каталогам [2, 11];
- для исполнения насосной установки с грузовым аккумулятором, пренебрегая трением в уплотнениях данного агрегата, определить его рабочий объем и предложить рациональную конфигурацию по критериям конкурентоспособности: «минимизация занимаемого объема», «минимизация массы груза»;
- оценить предпочтительность того или иного исполнения системы гидросистемы для следующих вариантов:

- 1) $t_{пх} = 60$ с; $t_{ох} = 60$ с; $t_{нп} = 5$ с; $t_{вп} = 1$ с;
- 2) $t_{пх} = 50$ с; $t_{ох} = 30$ с; $t_{нп} = 60$ с; $t_{вп} = 15$ с;
- 3) $t_{пх} = 120$ с; $t_{ох} = 50$ с; $t_{нп} = 60$ с; $t_{вп} = 30$ с;
- 4) $t_{пх} = 30$ с; $t_{ох} = 15$ с; $t_{нп} = 300$ с; $t_{вп} = 120$ с.

При решении задачи считать, что потери давления на каждом направляющем гидроаппарате составляют 0,1 МПа; пренебречь потерями энергии в соединительных трубопроводах; принять коэффициент отношения рабочей площади штоковой полости гидроцилиндра к площади поршня равным 0,5, объемные КПД каждого гидромотора — 0,96, насоса — 0,9, полные КПД этих гидромашин — 0,88 и 0,82 соответственно.

Задача 5.10. Одноштоковый гидроцилиндр (Ц) использован в системе гидроподъемника цеха. Исполнительная часть гидросистемы и требуемая циклограмма работы гидроцилиндра приведены на рис. 5.12.

Считаются известными следующие параметры системы: давление на выходном фланце насоса, равное 6,3 МПа, давление в сливной гидролинии, составляющее 0,5 МПа, потери давления на каждом направляющем гидроаппарате — 0,15 МПа, масса груза $m_{гр} = 38\ 000$ кг, масса подвижных частей системы (штока, поршня, платформы) $m_{п} = 2500$ кг, время нахождения поршня Ц в нижнем (исходном) положении — 120 с, время выстоя платформы в верхнем положении под нагрузкой — 10 с, время подъема груза — 60 с, время опускания платформы — 15 с, полный ход штока — 3,5 м. Объемные потери и трение в уплотнениях поршня и штока Ц пренебрежимо малы.

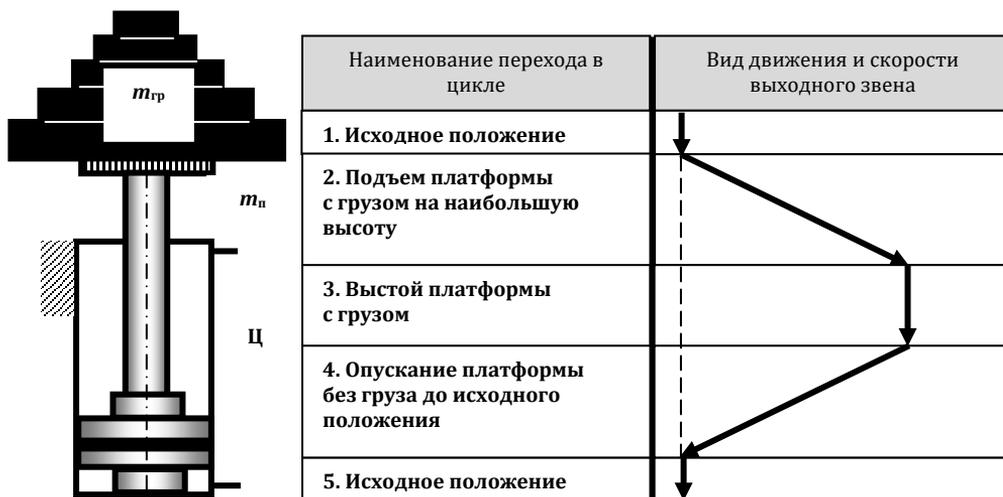


Рис. 5.12

Требуется:

– составить принципиальную гидравлическую схему данного гидроподъемника для двух исполнений системы:

- а) ручного управления работой системы;
- б) электрического управления;

– составить циклограммы работы гидропривода для двух исполнений, указав на них условия срабатывания соответствующих гидроаппаратов, датчиков и пр.;

– рассчитать основные параметры системы: диаметры штока и поршня Ц, проходные площади дросселей;

– построить статические характеристики гидроприводной системы: зависимости давлений, скоростей движения поршня Ц, расходов жидкости через дроссели, выходной мощности привода от удельной нагрузки на штоке цилиндра;

– округлить расчетные значения параметров Ц и подобрать по каталогам [2, 11] серийно выпускаемый гидроцилиндр;

– построить циклограмму потребляемых расходов и подобрать по каталогам насос для обеспечения энергопитания системы;

– из каталогов выбрать необходимую комплектующую гидроаппаратуру для каждого из исполнений системы;

– составить спецификацию на гидросистему установки.

Решить данную задачу для следующих вариантов сочетаний используемых источников гидроэнергии и режимов работы привода гидроподъемника:

- 1) А1-В1-В1-Г1; 2) А1-В2-В1-Г1; 3) А1-В1-В2-Г1; 4) А1-В2-В2-Г1;
- 5) А1-В1-В1-Г2; 6) А1-В2-В2-Г2; 7) А1-В1-В2-Г3; 8) А1-В2-В2-Г3;
- 9) А2-В1-Г1; 10) А2-В2-Г1,

где А1 — насос постоянной подачи, А2 — насос с подачей, регулируемой по давлению, В1 — работа насоса без разгрузки, В2 — наличие разгрузки насоса, В1 — использование насоса для подъема груза и опускания платформы, В2 — использование насоса только для подъема груза, Г1 — без гидроаккумулятора, Г2 — с дополнительным гидроаккумулятором, получающим энергию только от насоса, Г3 — с гидроаккумулятором, получающим энергию от насоса и при движении штока с отрицательными нагрузками (рекуперации энергии).

При решении задачи используется только грузовой гидроаккумулятор с пренебрежимо малым трением в уплотнениях разделителя сред.

*Задача 5.11**. Используя найденные решения из предыдущей задачи, требуется оценить технико-экономическую эффективность гидроприводной системы подъемника для перечисленных в условии задачи 5.10 вариантов исполнения с точки зрения следующих показателей конкурентоспособности: закупочных затрат, стоимости эксплуатации в течение регламентированного периода, а также массы системы, если предполагается использовать подъемник в течение одного, пяти, десяти лет при ежесуточной 12-часовой работе и 72-х сутках в квартале.

При выполнении расчетов технико-экономической эффективности следует пользоваться данными по массовым показателям гидрооборудования, приведенным в каталогах [2, 11].

Оценку стоимости оборудования необходимо выполнять на основании прайс-листов соответствующих гидроагрегатов, для приближенной оценки допустимо использовать среднестатистические данные и/или рекомендации

преподавателей-консультантов. Стоимостью трубопроводов, переходников, кронштейнов и т. п. устройствами допустимо пренебречь.

Решение задачи необходимо представить на графике с осями — указанными выше показателями конкурентоспособности гидропривода подъемника. Для приведения показателей к относительному безразмерному виду следует воспользоваться рекомендациями работ [8, 9]. На графике требуется выделить несравнимые (так называемые нехудшие) решения, образующие дискретную пространственную область Парето.

Решить задачу, полагая, что элементы гидропривода:

- обладают ресурсом каждого устройства, составляющим 5000 ч работы, 10 000 ч работы;

- имеют ресурс, указанный в паспортах на выбранные по каталогам [2, 11] изделия.

Как изменится решение задачи по расчету закупочных и эксплуатационных затрат с учетом дисконтирования средств, если закупка гидроагрегатов будет осуществляться не сразу (на весь срок эксплуатации привода), а постепенно, по мере выхода из строя агрегатов по исчерпанию ими своего заводского ресурса?

Как изменится решение задачи при учете оплаты производственного помещения для размещения гидропривода подъемника, если для установки и эксплуатации 1 м³ агрегатов требуется 5 м² площади при арендном тарифе 250 у.е. за 1 м² площади в год?

*Задача 5.12**. Технологический цикл промышленного робота для обработки крупноразмерных заготовок имеет такую последовательность:

- исходное положение в течение времени $t_{исх} = 30$ с;

- синхронное перемещение двух пустых горизонтально расположенных платформ массой $m_{пл} = 1500$ кг каждая и диаметром 2 м каждая вверх (режим «бп») со скоростью $v_{бп} = 0,5$ м/с на высоту $h_{бп} = 2,0$ м (усилие трения при перемещении платформы $R_{тр,бп} = 1000$ Н);

- синхронное перемещение платформ вверх с грузами различной массы от $m_{гр} = 0$ до $m_{гр} = 10\,000$ кг (на каждую платформу) вверх со скоростью $v_{рп} = 0,08$ м/с на высоту $h_{рп} = 0,8$ м (режим «рп») с преодолением усилия трения при перемещении каждой платформы $R_{тр,рп} = 2000$ Н);

- фиксация платформ в верхнем положении на протяжении $t_{ф} = 120$ с и на протяжении этого времени, одновременно:

- синхронное вращение платформ в разных направлениях (режим «пв»: первая — по часовой стрелке, вторая — против) с частотой $n_{пв} = 2$ об/мин по часовой стрелке с преодолением для каждой платформы момента сил трения $M_{тр} = 100$ Нм и момента нагрузки $M_{н} = 1000$ Нм в течение времени $t_{пв} = 90$ с;

- синхронное вращение платформ в обратном направлении (режим «ов»: первая — против часовой стрелки, вторая — по стрелке) на протяжении времени $t_{ов} = 30$ с до исходного углового положения с преодолением для каждой платформы момента сил трения $M_{тр} = 50$ Нм;

- синхронное опускание платформ без груза до исходного положения за время $t_{оп} = 10$ с (режим «оп», усилие трения при перемещении каждой платформы $R_{тр,оп} = 800$ Н).

Затем технологический цикл повторяется.

Требуется, проанализировав условие задачи, выбрать вид гидродвигателей, сформировать функциональную и принципиальную гидравлическую схему

гидроприводной системы робота, сформировать циклограмму работы системы, выполнить расчет машинно-аппаратной базы, построить циклограмму потребных расходов, оценить эффективность инновационной разработки.

Условие решения задачи:

– управление устройствами в пределах цикла — электрическое, допускается использование управления по нагрузке;

– должна быть обеспечена возможность останова платформ при движении вверх и/или вниз с фиксацией данного положения вне зависимости от наличия или отсутствия энергопитания системы;

– оси поворота платформ находятся на расстоянии 3 м друг относительно друга, что определяется условиями компоновки робота;

– работа робота происходит в условиях неблагоприятных атмосферных воздействий (снег, дождь, пыль, грязь и т. п.) по категории «умеренно холодный климат» с температурами окружающей среды от -10 до $+40$ °С;

– должна быть обеспечена трехсменная непрерывная работа робота без простоев, обусловленных необходимостью проведения регламентных работ по обслуживанию (отдельные технологические перерывы не входят в цикл функционирования системы и не должны учитываться при разработке).

Задача 5.13. Считая заданными:

– давления на напорном фланце насоса p_n и перед подпорным обратным клапаном в линии слива $p_{сл}$;

– для одноштоковых гидроцилиндров отношение площадей k ;

– параметрию нагрузки (массы, жесткости, усилия и моменты сил трения) и силовой проводки (числа зубьев, модуль зацепления, характерные размеры, шаг винта), соединяющей выходное звено гидродвигателя с регулируемым органом (РО) в соответствии с составленными принципиальными схемами гидроприводных систем в задачах 4.5–4.11 в формульном виде определить характерный параметр гидродвигателя.

Предложить более экономичные схемы системы гидропитания, включающие:

– два насоса постоянной подачи, работающие для режимов быстрых и рабочих перемещений РО;

– один насос постоянной подачи и гидравлический аккумулятор;

– один насос с подачей, регулируемой по напорному давлению.

5.4. Вопросы для самоконтроля

1. Почему при расчете гидропривода с дроссельным управлением одновременно определяется характерный параметр гидродвигателя и гидравлические показатели регулирующего аппарата?

2. Какие режимы — более нагруженные с пониженными скоростями движения выходных звеньев, или менее нагруженные, характеризующиеся быстрыми перемещениями звеньев, являются расчетными при определении параметров гидродвигателя и регулирующего аппарата?

3. Какие преимущества и недостатки имеют дроссельные гидроприводы с размещением регулирующего аппарата в напорной и сливной гидролинии?

4. Какие дроссели (ламинарные или турбулентные) используются для регулирования основных потоков жидкости в гидроприводе и почему?

5. Какие преимущества и недостатки имеют схемы дроссельного гидропривода с двухлинейным и трехлинейным регулятором расхода?

6. В каких случаях вместо регулятора расхода допустим дроссель?

7. Как меняется КПД системы «насосная станция с насосом постоянной подачи и переливным клапаном-гидродвигатель с дросселем в напорной гидролинии» по удельной нагрузке гидродвигателя?

8. Как меняется КПД системы «насосная станция с насосом постоянной подачи и переливным клапаном — гидродвигатель с двухлинейным регулятором расхода в напорной гидролинии» по удельной нагрузке гидродвигателя?

9. Что можно предложить для повышения эффективного КПД системы «насосная станция — гидродвигатель с дросселем»?

10. Как изменится расчет характерного параметра гидродвигателя и гидравлической проводимости дросселя в зависимости от установки дросселя в напорную или в сливную гидролинии двигателя?

11. Можно ли за счет установки делителя потока обеспечить постоянные скорости движения двух исполнительных устройств при меняющейся произвольным образом на них положительной нагрузке?

12. Можно ли за счет установки сумматора потоков обеспечить постоянные скорости движения двух исполнительных устройств при меняющейся произвольным образом на них положительной нагрузке?

13. Является ли схема с синхронизацией движения двух исполнительных устройств с помощью делителя потока равноценной схеме с двухлинейными регуляторами расхода в напорных гидролиниях каждого гидродвигателя?

14. Можно ли считать, что для решения вопроса о синхронизации движения выходных звеньев нескольких гидродвигателей (обеспечения неизменного отношения скоростей при меняющейся произвольным образом нагрузке на звеньях) схема с делителем потока равносильна схеме с двухлинейными регуляторами расхода в напорных линиях каждого двигателя?

15. Следует ли использовать схему с последовательно расположенными дросселями и сумматором (делителем) для решения вопроса о синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей с одновременным обеспечением требуемых значений скоростей?

6. Оценка конкурентоспособности гидроагрегатов и гидроприводных систем технических объектов

6.1. Системно-креативный подход — современная методология эффективного решения исследовательских и расчетно-проектных задач для создания конкурентоспособного продукта

Традиционные подходы к разработке гидроприводных систем (ГПС) для самых различных ТО, подробно описанные во многих монографиях, справочниках, в учебниках и учебных пособиях, отражают опыт создания систем для общества с так называемой затратной экономикой. Для того социума была характерна жесткая централизация схемы «государственный заказ — изготовление — потребление» при малой или вообще отсутствующей конкуренции, действовал лозунг «приобретается все, что производится», дотационность менее успешных предприятий за счет перераспределения средств, изымаемых государством у предприятий с лучшей эффективностью работы. Как следствие потребление было локализовано, в основном, на внутреннем рынке, который имел избыточность совокупной денежной массы по сравнению с массой товарной продукции, что приводило к инфляции и потере конкурентоспособности на мировом рынке продукции [6].

Рыночная экономика обеспечивает существенно большую свободу для предпринимательской деятельности, что создает конкуренцию товаров и фирм-производителей, которая приобрела в настоящее время особенно острый и динамичный характер. В условиях рынка имеет место перепроизводство продукции и, как естественное следствие, дефицит денежной массы по сравнению с товарной, т. е. действие принципиально иного лозунга — «производится лишь то, что покупается», наличие безработицы, ухода с рынка менее успешных предприятий и повышенный динамизм рыночной ситуации. Принципиально меняется отношение покупателя к товару, который приобретается уже не из-за его функциональных свойств показателей функционального назначения, т. е. работоспособности (ПР), а на основании иных критериев, которые часто вообще не обсуждались при традиционных методах разработки продукции в условиях дефицита товаров (затратной экономики). Эти критерии формируют показатели конкурентоспособности (ПК), некоторые из которых сравнительно устойчивы для тех или иных видов продукции и подлежат прямому расчету, а многие меняются под воздействием самых разных мало или вовсе непредсказуемых (так называемых флуктуационных) факторов.

Именно показатели конкурентоспособности определяют востребованность продукции на конкретном сегменте рынка в данный период времени, а также устойчивость соответствующего вида бизнеса.

Разнообразие условий применения таких технических объектов и, следовательно, специфика создания ГПС, наилучшей именно в конкретных условиях, требует формирования универсальной методологии, позволяющей еще на проектных этапах создания инновационного объекта гарантировать его востребованность для современного рынка, сформировавшего потребность в новых функциях, а также для будущего рынка, не существующего на момент

формирования такой потребности. Такая методология в настоящее время активно разрабатывается, ее общепринятое название — системно-креативный подход (СКП), подробно изложенный в [6]. Ниже приведены лишь основные положения, необходимые для понимания процедур формирования конкурентоспособных силовых систем с ЭПГМ и решения задач по данной тематике.

Аксиоматическим положением СКП является постулат о том, что в отличие от биофакта (организма живой природы) артефакт, в том числе техническая система (ТС) не обладает самоценностью и его значимость определяется исключительно функциональностью с точки зрения системы более высокой степени иерархии (так называемой надсистемы). Сам факт появления и длительность существования ТС в составе надсистемы зависит от того, насколько эффективно ТС преобразует имеющиеся в надсистеме ресурсы в требуемые выходные показатели. Тем самым условно любую систему можно представить, как своеобразный «черный ящик», который использует ресурсные факторы внешней среды (энергетические, управляющие, возможности позиционирования системы при ее размещении и пр.) для генерирования набора выходных показателей, как это показано на *рис. 6.1*.

Для идентификации составляющих массивов G , F , Y конкретной ТС в надсистеме используются следующие правила:

- входные ресурсные факторы и дестабилизирующие воздействия существуют в надсистеме (жизненной среде ТС) независимо от наличия ТС;
- выходные показатели ТС появляются (активизируются) в надсистеме благодаря появлению в ней данной технической системы.

Выходные показатели подразделяются на ПР, ПК, позволяющие оценить степень совершенства выполнения приводом ПР, т. е. уровень востребованности данного изделия на рынке приводов аналогичного назначения, а также так называемые побочные показатели (ПП), не заявленные при разработке привода (например, уровень шума, вибраций, нагрев как самого изделия, так и окружающей среды и т. п.), возникающие при работе, вид и цвет окраски и пр.).

Разработка любой ТС всегда осуществляется в условиях всевозможных ограничений по типоразмерам и характеристикам имеющихся комплектующих устройств, размерам деталей и узлов и т. п., что учтено на *рис. 6.1* массивом O_x .

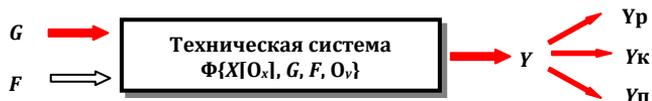


Рис. 6.1:

G — массив входных ресурсных (энергетических, информационных, присоединительных, установочных и пр. факторов надсистемы (внешней среды);
 F — массив внешних дестабилизирующих воздействий; Y — массив выходных показателей, состоящий из подмассива ПР (Y_p), ПК (Y_k) и ПП (Y_n); Φ — структура системы (одна или несколько); X — совокупность параметров, специфических для конкретной структуры системы; O_x — параметрические ограничения;
 O_y — условия существования системы в составе надсистемы [8]

Современный рынок, характеризующийся избыточностью товарной массы по отношению к массе денежной, предопределяет наличие конкуренции среди производителей товаров. Поэтому выбор потребителем того или иного изделия, в том числе автоматизированного привода будет производиться из образцов

продукции с равными или весьма близкими наборами ПР, которые вообще не обсуждаются в виду необходимости их безусловного обеспечения, только на основании оценки совокупности ПК для конкретных условий применения [6].

В перечень ПР для ГПС любого ТО должны входить составляющие, обеспечивающие движение исполнительных звеньев гидрофицированного объекта (робота) по требуемым законам в соответствии с входными информационными сигналами, а также компоненты, характеризующие необходимые и не подлежащие обсуждению динамические свойства системы (например, устойчивость). В перечень обязательных свойств должны быть также включены показатели, характеризующие энергодостаточность, возможно, чувствительность (как условие страгивания с места, т.е. начало движения звеньев системы). Таким образом, набор ПР для ГПС сравнительно ограничен и устойчив по составу.

Набор ПК обычно более широк, чем ПР, поскольку оценка степени совершенства выполнения системой требуемых функций выполняется на основании не только технических, но и значительного числа иных соображений (эксплуатационных, экономических, утилизационных, конъюнктурных и др.), многие из которых не определяются расчетным путем или существенно зависят от постоянно меняющейся рыночной ситуации. Однако почти всегда из перечня ПК возможно выделить ограниченное число частных показателей, улучшение проектного решения по которым наиболее желательно. Такими типовыми ПК применительно к силовым ГПС обычно являются: быстродействие, зона нечувствительности, гистерезис и нелинейность регулировочных характеристик, точность отработки информационных сигналов, динамическая жесткость и др. Почти всегда к массиву ПК причисляют также массовые, габаритные и стоимостные показатели, показатели надежности, безопасности и живучести [6, 7, 10, 27–29].

Следует заметить, что одни и те же показатели привода для различных условий применения (разных ТО) могут рассматриваться как ПР или ПК. Более того, по мере развития системы массив ПР пополняется компонентами, ранее находившимися в составе массива ПК, а массив показателей конкурентоспособности расширяется за счет появления новых, ранее не учитываемых (или не известных) показателей, диктуемых конкретным техническим объектом или изменившейся системой оценок данной техники в обществе. Таким образом, в зависимости от специфики ТО наполнение подмассивов ПР и ПК может быть различным, причем в зависимости от изменяющейся системы взглядов на роль и исполнение силовой системы ТО один и тот же привод может рассматриваться на протяжении своего жизненного цикла как система с различным набором частных ПР и ПК. Поскольку определение ПК есть одновременно установление направления проектирования конкурентоспособной продукции, то *формирование подмассива ПК должно выполняться с тщательным учетом системы приоритетов сложившегося рынка данной техники, но, главное, для перспективного рынка*, когда новый продукт будет реализован «в металле» и предложен потребителю, имеющему к этому времени, возможно, уже иные критерии предпочтения.

Как правило, для каждого сегмента рынка существуют своеобразные граничные значения частных ПК, при превышении которых даже удачное в других

отношениях изделие не может рассматриваться как конкурентоспособный товар (слишком большая масса, недопустимо низкое быстродействие, чрезмерный объем работ по обслуживанию, проблемы эргономики, утилизации изделия и пр.). Перечень данных граничных значений для частных ПК отражается в массиве условий O_y . Условия задачи могут быть как жесткими, определяемыми рынком для того или иного частного ПК независимо от значений других частных ПК, так и нежесткими, зависящими от других ПК.

При разработке любой ТС необходимо использовать имеющуюся базу комплектующих изделий, назначать установленные стандартами значения параметров, которые отличаются от расчетных. Это учитывается массивом ограничений O_x .

Оценка конкурентоспособности функционально пригодного изделия (в данном случае ГПС) для любого ТО почти всегда происходит по нескольким частным ПК, из которых некоторые являются согласованными, т. е. меняются в одном направлении по мере улучшения или ухудшения проектного решения. Однако всегда есть набор и конфликтных ПК — улучшение одних таких показателей, сопровождается ухудшением других. Причина конфликта заключается в структуре системы, т. е. имеет место для так называемых конфликтных структур изделий (КНС). Радикальное улучшение решения связано с нахождением инвариантной структуры (ИнС), где изменение в требуемом направлении одной группы частных ПК почти не ухудшает ситуацию по другим ПК, либо бесконфликтной структуры (БКС), для которой улучшение одних частных ПК приводит к одновременному улучшению и других показателей [6].

Поэтому сам факт требования (инициированный рынком аналогичной техники, конкретным заказчиком и т. д.) создания новой технической системы с улучшенными показателями означает, что существующие на рынке функциональные аналоги изделия представлены конфликтными структурами.

В общем случае число генерируемых структур создаваемых объектов может быть достаточно велико, что создает затруднения. Для сокращения числа структурных решений в СКП предложен весьма эффективный способ, основанный на определении коэффициентов так называемого декомпозиционного ($K_{сд}$) и технического ($K_{ст}$) совершенства инновационного объекта [6]:

$$K_{сд} = 1 - \frac{1}{Z_{пс}}; K_{ст} = 1 - \frac{Z_{пс}}{Z_{тч}}, \quad (6.1)$$

где $Z_{пс}$ — число подсистем рассматриваемой системы, $Z_{тч}$ — число технических частей системы.

Различие между понятием «подсистема» и «часть» определяется определениями данных понятий.

Подсистема — это часть технической системы, обладающая следующими свойствами:

- имеет только функциональное назначение (вне зависимости от способа достижения функций);

- хотя бы одна компонента входного ресурсного массива ($g_i \in G$) и/или хотя бы один частный ПР или ПК ($y_j \in Y$) является соответственно входным ресурсным фактором или выходным показателем подсистемы;

- характеризует обмен веществом, энергией или информацией между остальными подсистемами.

Очевидно, что каждую подсистему можно также представить состоящей из более малых (так называемых, под-подсистем) и т. д. Подсистема низшей степени иерархии, дальнейшее членение которой является невозможным, недопустимым или нецелесообразным, носит название элемента.

С другой стороны, любую систему можно рассматривать как подсистему более крупного образования, которое в таком случае носит название надсистемы. Аналогичным образом, двигаясь в направлении объединения (композиции), получают соответственно над-надсистемы и пр. Объединение высшей степени иерархии, состояние которого не зависит от любого изменения системы (вплоть до ее полного исчезновения), носит название «мегасистема» [6].

Если понятия «система», «подсистема» и «элемент» совпадают, то такое решение считается наилучшим с принципиальной (физической или декомпозиционной) точки зрения. Поэтому в таком случае $K_{сд} = 0$. Увеличение $z_{пс}$ до «бесконечности» дает $K_{сд} = 1$. Равенство числа подсистем и технических частей свидетельствует о наилучшей реализации рассматриваемой системы (вне зависимости от степени несовершенства принципиального построения!), т. е. достигается при $K_{ст} = 0$. Для $z_{тч} \rightarrow \infty$ (увеличение громоздкости), очевидно, что $K_{ст} = 1$.

Таким образом, степень принципиального (декомпозиционного) и технического совершенства можно оценить по двум коэффициентам, имеющим одинаковые диапазоны изменения $[0;1]$, что очень удобно.

Несмотря на внешнюю очевидность целесообразности решения инновационной задачи в направлении поиска новых структур (ИнС или, что лучше, БкС), практическая реализация этого почти всегда сопряжена с большими трудностями и значительными временными, финансовыми и иными затратами. В условиях сравнительно слабой управляемости таким процессом и высокой степени риска получения запоздалого или малоэффективного нового структурного решения подобный путь используется крайне редко, обычно только в рамках поисковых НИР. Чаще всего ищется подходящее параметрическое решение в границах уже известных (напомним, конфликтных) структур. Поэтому разработка силовой ГПС для большинства ТО, в частности, робототехнического комплекса — это в лучшем случае решение задачи параметрической оптимизации в условиях нескольких конфликтных частных ПК, т. е. применительно к КнС. Данная задача не имеет универсального решения, можно говорить лишь о различных частных методиках или методах, улучшающих качество проекта, некоторые из которых изложены в [6].

6.2. Определение функциональной пригодности и конкурентоспособности гидро- и пневмоприводных систем с использованием методологии СКП

Применительно к ГПС достаточно эффективным методом может считаться формирование критериев и массивов ПР и ПК для конкретного ТО, генерирование исходных проектных вариантов из набора имеющихся базовых структур, последующий отбор конкурсных вариантов на основании массива ПК и выбор из них предпочтительного.

Из множества исходных проектных вариантов исключаются решения, не удовлетворяющие хотя бы одному частному показателю работоспособности u_r ,

входящему в массив Y_p (см. рис. 6.1). Тем самым из дальнейшего рассмотрения устраняются варианты, не отвечающие необходимому условию существования ГПС по функциональности.

Оставшиеся проектные решения образуют конкурсное множество, выбор предпочтительного варианта из которого осуществляется на основании анализа совокупности частных ПК.

Работа с массивом частных ПК, имеющих различную физическую природу, размерности и количественное определение, требует решения следующих задач. Во-первых, следует обеспечить единообразие изменения значений частных ПК по мере улучшения проектного варианта — наиболее рационально обеспечить уменьшение ПК, чтобы наилучшее решение соответствовало меньшим значениям. С этой целью для тех частных ПК, бóльшие значения которых характеризуют лучшие решения (например, КПД, тяговые моменты и пр.), вводятся показатели — антонимы (подробнее см. в [6]). Во-вторых, крайне желательно оперировать не абсолютными, а относительными безразмерными величинами ПК. С этой целью рекомендуется использовать соотношение:

$$\bar{y}_{ki} = \frac{y_{ki} - y_{ki}^{\min}}{y_{ki}^{\max} - y_{ki}^{\min}}, \quad (6.2)$$

где y_{ki} — исходное размерное значение частного ПК, \bar{y}_{ki} — относительное безразмерное значение ПК, y_{ki}^{\max} , y_{ki}^{\min} — соответственно наибольшее (наихудшее) и наименьшее (лучшее из имеющихся, в том числе, полученное в рамках данного проекта) значение частного ПК.

В этом случае диапазон изменения всех \bar{y}_{ki} является единым, имеющим вид $[0;1]$, а жесткие (независимые) условия по предельным значениям размерных частных ПК, которые при постановке проектной задачи имели вид:

$$O_{yi} = y_{ki}^{\max}, \quad (6.3)$$

записываются для всех \bar{y}_{ki} единообразно:

$$\bar{O}_{yi} = 1. \quad (6.4)$$

Выражение для нежестких условий может быть представлено так:

$$\bar{O}_{yi} = \bar{O}_{yi}(\bar{y}_{kj}). \quad (6.5)$$

Для большинства проектных задач по разработке конкурентоспособных ГПС (напомним, при поиске решения в рамках КНС) обычно удается сформировать два подмассива частных показателей конкурентоспособности Y_{k1} и Y_{k2} , образующие единый массив Y_k , имеющие ту особенность, что в каждом подмассиве все частные ПК согласованы, но сами подмассивы конфликтны между собой, т. е. любой частный ПК из одного подмассива является конфликтным по отношению к любому частному ПК из другого подмассива. Это позволяет

выделить из каждого подмассива так называемые базовые (или главные) частные ПК, которые наиболее остро характеризуют исходный функциональный конфликт, инициировавший проектную разработку. Тогда сравнение проектных вариантов ГПС и выбор предпочтительного решения может осуществляться в поле двух данных частных базовых ПК (исходных размерных $Y_{к.61} \in Y_{к1}; Y_{к.62} \in Y_{к2}$ или относительных безразмерных $\bar{Y}_{к.61}; \bar{Y}_{к.62}$, что предпочтительно).

Сочетания параметров, получаемых расчетным путем, удовлетворяющие всем требованиям по ПР, обычно дают в пространстве частных базовых ПК непрерывные области так называемых *возможных параметрических решений* проектной задачи. С учетом параметрических ограничений и условий (см. выше) выделяются области так называемых *строго допустимых решений*. Такие области представлены в качестве примера для двух частных ПК на рис. 6.2 (расположение точек — решений на разных рисунках произвольно).

Тем самым исключаются решения, реализация которых по различным причинам (O_x) затруднена, и имеющие малый уровень востребованности по предельным значениям частных ПК, т. е. по O_y (напомним, для будущего рынка, который только прогнозируется на момент предъявления продукции потребителю).

Очевидно, что некоторые варианты из строго-допустимого множества сравнимы (так, на рис. 6.2, а решение 4 хуже решений 5–7, на рис. 6.2, б точка 7 дает худшее сочетание ПК, чем решения 4 и 6, на рис. 6.2, в точки 8 и 4 хуже решения 6). Но есть решения, которые сравнить невозможно (они обозначены кружками без зачернения на рис. 6.2) и которые принято называть нехудшими или *Парето-оптимальными решениями* параметрической задачи.

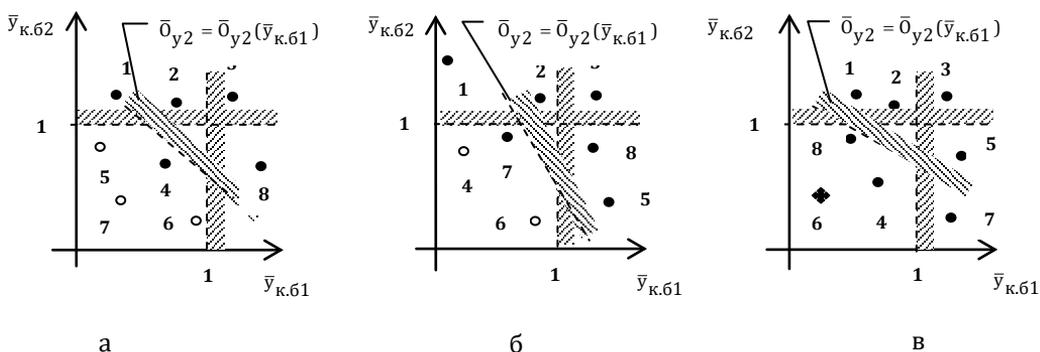


Рис. 6.2

Это — наиболее часто встречающийся случай. Крайние точки Парето-области, каждая из которых характеризуется наилучшим значением хотя бы одного частного ПК, носят название *локально-оптимального (или экстремального) параметрического решения*. Весьма редко (только для БкС или сужения области строго допустимых решений за счет условий и/или ограничений задачи в случае КнС) имеет место случай единственного решения проектной задачи (точка 6 на рис. 6.2, в), которое характеризуется наилучшим сочетанием всех частных ПК и называется *глобально-оптимальным решением*.

Если один из базовых частных ПК (например, $y_{к.61}$) включает всевозможные затраты и иные издержки (стоимость разработки, закупки, аттестации, установки, согласований применения, эксплуатации, утилизации и т. п.), а другой (например, $y_{к.62}$) представляет результативные факторы (функции, преимущества от использования, достигаемый положительный эффект и т. п.), то в ряде случаев оказывается удобным использовать обобщенный функционал конкурентоспособности типа «затраты/результат» [6]:

$$\Psi_o = \frac{\bar{y}_{к.61}}{\bar{y}_{к.62}}. \quad (6.6)$$

Весьма популярным способом сведения нескольких частных ПК к одному обобщенному функционалу является введение аддитивного Ψ_a , а также мультипликативного Ψ_m функционалов (вид того или иного функционала определяется спецификой проектной задачи и имеет специальное обоснование):

$$\Psi_a = \sum_{i=1}^I a_i \bar{y}_{ki}; \quad \Psi_m = \prod_{i=1}^I a_i \bar{y}_{ki}, \quad (6.7)$$

где a_i — весовые коэффициенты частных ПК, учитывающие степень важности для прогнозируемого рынка тех или иных частных ПК и удовлетворяющие условию нормы:

$$\sum_{i=1}^I a_i = 1. \quad (6.8)$$

В формулах (6.6), (6.7) могут использоваться как базовые, так и исходные частные ПК.

Введение обобщенных функционалов переводит изначально многокритериальную параметрическую задачу в однокритериальную (скалярную), для которой возможно применение любых способов нахождения экстремума функционала и соответствующего ему сочетания параметров системы. Весьма наглядно представление решения в виде гистограммы, показывающей зависимость функционала от рассматриваемых параметрических сочетаний (вариантов решений), применение так называемой лепестковой диаграммы и др. Вероятно, основное достоинство этих способов — наличие таких программ в стандартном пакете Microsoft Office [3]. Специальные программы позволяют решать обратные задачи в многомерном пространстве частных ПК, однако анализ и, главное, выбор решения часто оказываются затруднительными из-за проблем с формированием критерия предпочтительности [6, 9, 14].

6.3. Задачи

Задача 6.1. Из квадратного стального листа-заготовки со стороной квадрата a необходимо изготовить бак в виде прямоугольного параллелепипеда наибольшей вместимости. По технологическим соображениям допускается иметь только такой раскрой листа, который сводится к удалению квадратов со стороной x по углам заготовки, сгибанию краев листа под прямым углом, сварке и зачистке швов (см. рис. 6.3).

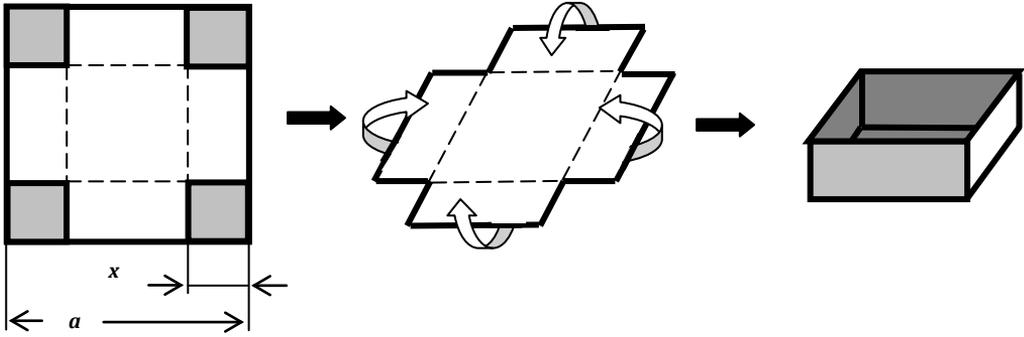


Рис. 6.3

Существует ли такое соотношение размеров бака (a/x), при котором для заданного размера квадрата заготовки возможно изготовление бака наибольшей вместимости V , либо, для изготовления бака заданной вместимости потребуется минимальное количество материала (заготовки с минимальным размером a)?

Если указанное соотношение размеров существует, найдите его, а также определите максимальную вместимость бака (при $a = \text{const}$) и минимальную площадь заготовки (для $V = \text{const}$).

Задача 6.2. Из квадратного листа легированной стали со стороной квадрата $a = 3$ м и толщиной 1 см необходимо изготовить герметичный бак — понтон по выкройке показанной на рис. 6.4. После вырубki заготовки (затемненная фигура) ее края сгибаются по штриховым линиям под прямым углом. Далее сомкнутые края свариваются между собой и зачищаются.

Требуется выяснить, существует ли такое соотношение между размерами a и x , при котором объем понтона (водоизмещение) окажется наибольшим.

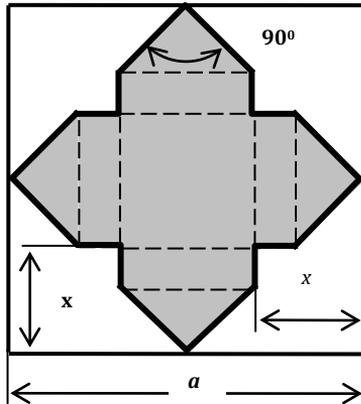


Рис. 6.4

Если указанное соотношение существует, найдите его, а также выясните наличие или отсутствие плавучести в воде такого понтона, полностью заполненного керосином. Если понтон будет плавать, на какую глубину по отношению к поверхности воды он будет погружен?

При решении задачи принять плотность керосина 780 кг/м^3 , легированной стали 7900 кг/м^3 , воды 1000 кг/м^3 .

Задача 6.3. Анализ рынка прецизионных сверленных труб с наружным диаметром D_1 и внутренним диаметром D_2 (рис. 6.5) для изготовления специальных гидроцилиндров показал, что показателями конкурентоспособности (ПК) данных изделий являются погонная масса трубы m (масса трубы единичной длины L) и погонная стоимость трубы C .

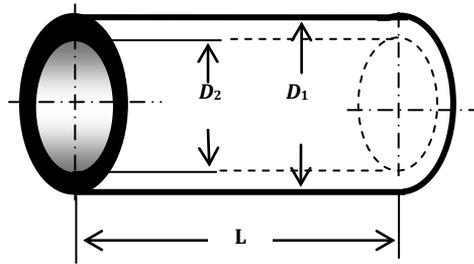


Рис. 6.5

При этом известно, что стоимость складывается, главным образом, из двух составляющих: «массовой» C_m , пропорциональной массе заготовки — сплошного однородного цилиндра диаметром D_1 и плотностью металла ρ , а также «сверловочной» C_c пропорциональной массе удаленного металла при высверливании в заготовке отверстия диаметром D_2 .

Полагая $D_1 = \text{const}$, $D_2^{\text{max}} < D_1$, считая, что удельная стоимость единицы массы металла заготовки равна C_{1m} , удельная стоимость удаления единицы массы металла из полости диаметром D_2 составляет C_{1c} , требуется установить степень конфликтности ПК, определить области строго допустимых, Парето-оптимальных и локально-оптимальных (экстремальных) решений, найти обобщенный аддитивный функционал и его весовые коэффициенты для данной продукции.

Решите задачу при дополнительном условии, что отпускная цена включает также и «калибровочную» составляющую C_k , обусловленную чистовой отделкой внутренней цилиндрической поверхности диаметром D_2 , если C_k пропорциональна площади отделки, а удельная стоимость обработки единицы площади внутренней цилиндрической поверхности диаметром D_2 есть C_{1k} .

Задача 6.4. Фирма выпускает одноштоковые гидроцилиндры схемы, показанной на рис. 6.6. Площадь поршня F и ход поршня H могут меняться по желанию заказчика при сохранении неизменной работы A , которую способен совершить шток при выдвигании (вправо) под действием давления в напорной гидролинии p_n . Давление в штоковой полости гидроцилиндра $p_{сл}$ считается пренебрежимо малым.

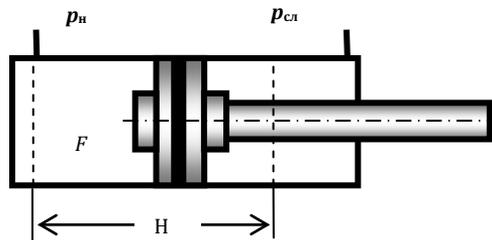


Рис. 6.6

Известно также, что масса m и стоимость изготовления C изделия существенно зависят от соотношения F и H :

$$m = m_0 + k_1 H + k_2 F; C = C_0 + k_3 HF,$$

где m_0, C_0, k_1, k_2, k_3 — некоторые положительные константы, зависящие от особенностей конструкции изделия.

Считая массу и стоимость изготовления показателями конкурентоспособности гидроцилиндра, установите степень их согласованности (конфликтности), выясните возможность оптимизации F и H по этим ПК. Если такие оптимальные сочетания и значения параметров существуют, найдите их, а также соответствующие оптимальным решениям выражения для массы и стоимости изготовления продукции.

Решите задачу для следующих вариантов:

– трение в уплотнительных узлах и объемные потери в цилиндре не учитываются;

– сила трения эластомерного кольца квадратного сечения в уплотнительном узле поршня о стенки цилиндра, пропорциональна напорному давлению с эквивалентным коэффициентом трения k^F (см. условие и решение задачи 1.18).

Задача 6.5. Для участия в конкурсе на поставку большой партии одноштоковых гидроцилиндров схемы, изображенной на *рис. 6.6*, конкурирующие фирмы — разработчики гидроцилиндров предоставили образцы своей продукции — изделия одинаковой схемы, рассчитанные на рабочее давление в поршневой полости $p = 20$ МПа. Изделия имеют разные соотношения площадей поршня F и H , что отражено в *табл. 6.1*.

Таблица 6.1

Фирма	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$F, \text{м}^2$	0,100	0,080	0,070	0,060	0,055	0,045	0,038	0,030	0,022	0,020	0,018
$H, \text{м}$	0,150	0,188	0,214	0,250	0,273	0,333	0,395	0,500	0,682	0,750	0,833

Показателем работоспособности гидроцилиндра является работа, совершаемая при выдвигании штока, а ПК изделий — масса m , определяемая по формуле: $m = m_0 + aH + bF^2$ (где положительные константы $m_0 = 1,8$ кг, $a = 10$ кг/м, $b = 150$ кг/м²), а также удельная масса m/A .

Установите, какая фирма имеет конкурентное преимущество на данном сегменте рынка.

Задача 6.6. Фирмы А и Б являются конкурентами по поставке конических баков заданной вместимости для накопления отработанного в гидросистеме работа масла. Радиус основания бака равен R , высота — H , как показано на *рис. 6.7*. Фирма А предлагает свою продукцию с соотношением $H/R = 2$.

Считая, что толщина листа металла, используемого для изготовления бака, существенно меньше размеров изделия, а себестоимость в основном зависит от расходов на металл, пренебрегая затратами, связанными с формованием, сваркой и зачисткой швов, выясните, существует ли возможность получения фирмой Б конкурентного преимущества путем снижения отпускной цены своей продукции за счет оптимизации соотношения размеров бака при сохранении формы и вместимости? Если ответ положителен, найдите это оптимальное отношение H/R и выражение для расчета экономии площади листа металла на один бак по сравнению с продукцией фирмы А.

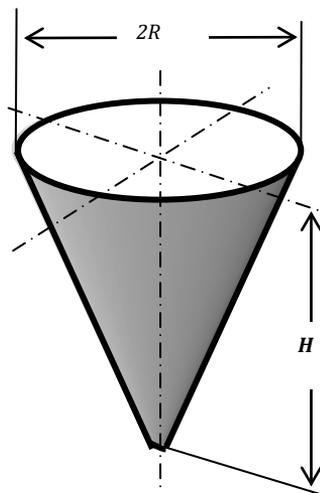


Рис. 6.7

О какой экономии затрат при оптимизации размеров бака может идти речь за месяц работы фирмы Б, если объем бака равен $1,50 \text{ м}^3$, стоимость единицы площади листа металла составляет 50 у.е./м^2 , производительность оборудования — 24 бака за 8 ч, режим работы — непрерывный трехсменный?

Задача 6.7. Фирма выпускает конические фильтры, которые представляют собой конический корпус из дорогостоящей легированной листовой стали, в котором размещается сетка, а пространство между сеткой и корпусом заполняется фильтровальным материалом. Размеры данного изделия показаны на рис. 6.8, причем $H = 1,5R$.

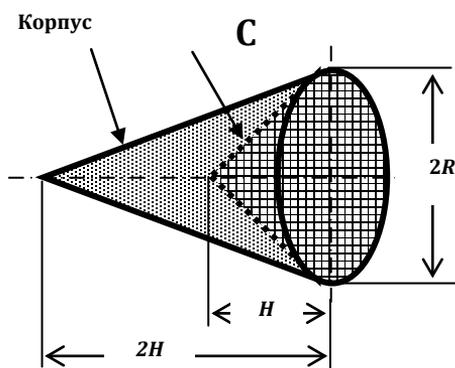


Рис. 6.8

Установлено, что себестоимость изделий в основном определяется закупочной ценой листового проката для корпуса (C_k за единицу площади листа) и ценой сетки (C_c за единицу площади).

Выясните, существует ли возможность снижения себестоимости фильтра за счет более рационального соотношения H/R при условии сохранения неизменным объема фильтровального материала?

Если ответ положителен, определите это оптимальное соотношение размеров, а также оцените в процентном отношении предел снижения себестоимости фильтра по сравнению с исходной себестоимостью данного изделия.

Задача 6.8. Фирма изготавливает и реализует конические бункеры из тонколистовых кругов — заготовок радиусом R , которые поставляет металлургический комбинат. Процесс изготовления схематично показан на *рис. 6.9* и сводится к удалению сектора заготовки, сворачиванию в конус оставшегося листа и сварке кромок. Известно, что рыночная стоимость единицы вместимости бункера равна C_{1V} , закупочная цена единицы площади листа (круга) есть C_{1F} , а радиус кругов (заготовок) неизменен.

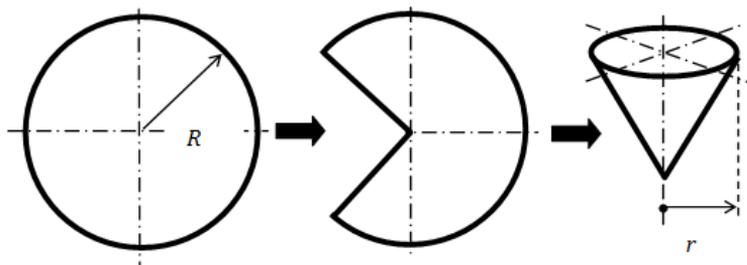


Рис. 6.9

Установите, существует ли такое оптимальное соотношение между радиусом основания конуса r и R , при котором из поставляемой заготовки можно сделать бункер максимальной вместимости V^{\max} ? Если ответ положителен, найдите это соотношение размеров.

Определите, при каких соотношениях между C_{1V} и C_{1F} выгоднее из круга изготавливать один конус, а отходы сдавать обратно комбинату по цене $0,5 C_{1F}$, а при каких — из одного круга делать несколько конических бункеров и реализовывать их на рынке, не имея отходов вообще.

При решении задачи затратами на сварку секторов листа и зачистку кромок пренебречь.

Задача 6.9. Фирма А является поставщиком различных цилиндрических емкостей — стаканов для предприятий химической промышленности. Емкости представляют собой тонкостенные сосуды высотой H и плоским дном — основанием радиусом $R = 0,2H$, выполненные из дорогостоящего тонколистового проката специальной легированной стали (толщина листа существенно меньше высоты и диаметра основания стаканов), как показано на *рис. 6.10*.

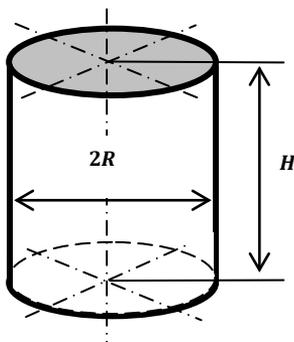


Рис. 6.10

Рыночная цена продукции определяется вместимостью стакана, соотношение размеров которого не учитывается.

Фирма Б — конкурент предприятия А распространила информацию о том, что рыночная цена, диктуемая монополистом — фирмой А, явно завышена и что фирма Б берется поставить на рынок данные изделия такой же вместимости, но по цене, меньшей на 10 % относительно существующей.

Полагая, что себестоимость стаканов определяется, главным образом, стоимостью металла, выполните экспертирование информации фирмы А. Если себестоимость действительно можно снизить, то на какую предельную величину? Какие оптимальные соотношения размеров должен иметь стакан?

Как изменится решение задачи, если:

- стакан снабдить плоской крышкой диаметром $2R$, выполненный из того же материала, что и корпус?
- верхнюю крышку выполнить из той же стали, что и корпус в виде полушеры с диаметром основания $2R$ и радиусом R ?

Задача 6.10. Отдел маркетинга предоставил данные по рыночным вариантам объемно-роторного насоса высокого давления в плоскости основных показателей конкурентоспособности — массы m и стоимости системы C , как показано на рис. 6.11.

Сформируйте относительные безразмерные частные ПК, постройте пространство данных показателей, выполните анализ вариантов насосов по конкурентоспособности изделий, на основании данного исследования получите Парето-оптимальный, локально-оптимальный план либо глобальный оптимум.

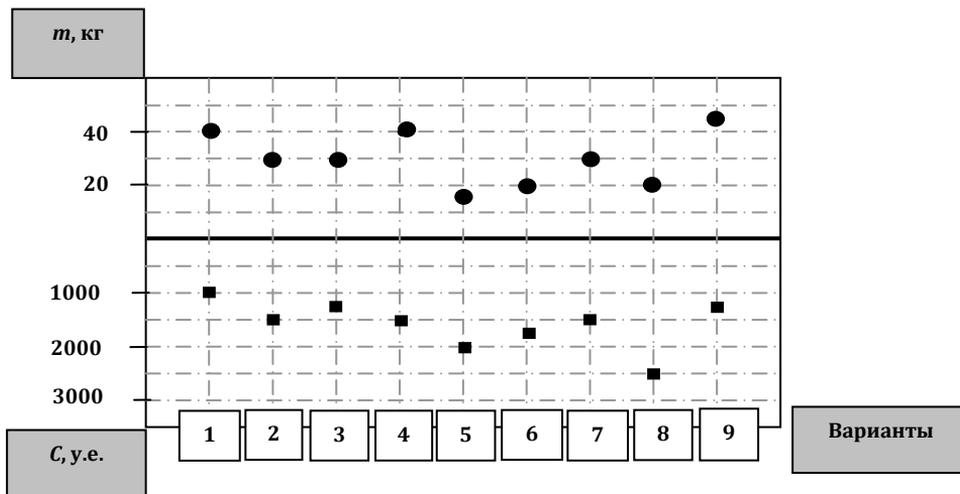


Рис. 6.11

Оцените перспективность девяти фирм, выпускающих данную продукцию. Применительно к локально-оптимальному решению рассчитайте численные значения обобщенного функционала и его весовых коэффициентов.

Задача 6.11. Для комплектации гидравлической системы робототехнического комплекса фирмы-конкуренты предложили свои разработки электронасосных агрегатов (ЭНА), представляющих собой сочлененные насос и электродвигатель, размещаемые на единой раме. Все ЭНА имеют одинаковые показатели функционального назначения (ПР), выходную мощность 150 кВт и ресурс непрерывной работы 50 тыс. ч, но различаются по закупочной цене, коэффициенту полезного действия (КПД) и стоимости обслуживания (C_0), как это видно из табл. 6.2.

Таблица 6.2

Фирма	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Цена, тыс. у.е.	5,0	3,5	6,5	4,0	4,5	5,5	12	10	8,0	7,0	7,5
КПД, %	50	48	55	50	60	55	75	70	60	65	58
C_0 , тыс. у.е. на 1000 ч	6,8	15	10	11	8,0	8,5	6,0	7,0	6,5	8,8	9,0

Считая стоимость электроэнергии равной $0,2 \text{ у.е./кВт}\cdot\text{ч}$, учитывая, что все ЭНА в составе комплекса работают непрерывно, установите предпочтительность использования предложенных агрегатов, сформируйте области строго допустимых, Парето-оптимальных, локально-оптимальных решений при условии эксплуатации до выработки ЭНА всего ресурса. Для локально-оптимального плана определите значение обобщенного аддитивного функционала конкурентоспособности и его весовых коэффициентов.

Задача 6.12. В цехе завода-автомата установлены 20 гидравлических приводов для работы гидрофицированных роботов на сборочном конвейере, работающем круглосуточно в трехсменном режиме. В состав каждого гидравлического привода входит собственная система термостабилизации жидкости, обеспечивающая требуемый температурный режим. Площадь, занимаемая каждой системой термостабилизации, равна $F = 2 \text{ м}^2$, график потребляемой электрической мощности одной системой за смену показан на рис. 6.12 сплошными линиями, а закупочная цена системы вместе с установкой — $C_k = 1200 \text{ у.е.}$. Известно, что арендная плата составляет $C_a = 25 \text{ у.е./м}^2$ в месяц, а тариф на оплату электроэнергии — $C_{0э} = 0,1 \text{ у.е./кВт}\cdot\text{ч}$.



Рис. 6.12

В рамках кампании по модернизации и повышению эффективности использования цехового оборудования было решено демонтировать системы термостабилизации гидроприводов, поскольку изменение температуры не приводило к нарушению функционирования гидрооборудования, а экономия на закупочной цене и арендных платежах была очевидной. Практика показала,

что вследствие нарушения теплового режима график потребляемой всеми гидроприводами электрической мощности за смену изменился и принял вид, изображенный на *рис. 6.12* пунктирными линиями.

Выполнив необходимые расчеты, оцените целесообразность проведенной модернизации гидрооборудования, если при возврате демонтированных систем термостабилизации предприятию в размере 100 % возвращаются затраченные на закупку средства, а плановый срок эксплуатации оборудования равен 1 год, 3 года, 5 лет.

Задача 6.13. Для использования в составе силовой системы манипулятора, предназначенного для работы в разных условиях и предполагаемого к реализации на разных сегментах рынка (с 1-го по 5-й), выбраны несколько вариантов гидравлических приводов, выпускаемых различными фирмам: Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 . Приводы имеют одинаковые показатели функциональности, но различные сочетания ПК (y_{k1} и y_{k2}), как показано на *рис. 6.13*. Меньшие значения частных ПК соответствуют лучшим решениям.

Специфика применения манипуляторов на различных сегментах рынка определена набором условий:

$$1: O_{y1} = 5; O_{y2} = 10; 2: O_{y2} = 10 - 0,5y_{k1}; 3: O_{y2} = 8 - (2/3)y_{k1};$$

$$4: O_{y2} = 12 - 0,5y_{k1}; O_{y2} = 50 - 5y_{k1}; 5: O_{y2} = 10 - (5/6)y_{k1}; O_{y2} = 5; O_{y1} = 8.$$

Сформируйте области строго допустимых, Парето-оптимальных, локально-оптимальных (экстремальных) решений задачи, определите численное значение обобщенного функционала, его весовых коэффициентов и коэффициентов малозначимости.

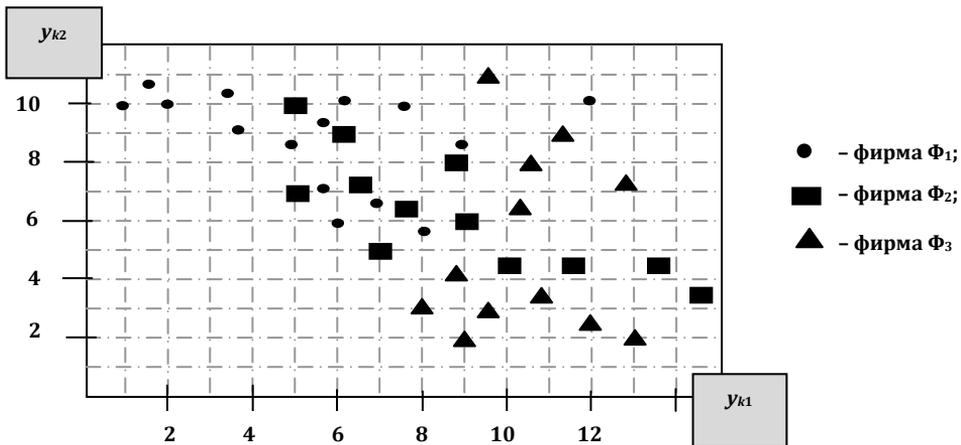


Рис. 6.13

Задача 6.14. На *рис. 6.14* показана принципиальная гидравлическая схема гидропривода с дроссельным управлением. Скорость вращения вала гидромотора, имеющего знакопостоянную нагрузку, регулируется с помощью трехлинейного регулятора расхода РРЗ.

Ограничение давления в напорной линии обеспечивается предохранительным клапаном КП. Гидравлический бак представляет собой специально изготавливаемое устройство.

Установите число подсистем и технических частей привода, рассчитайте коэффициент декомпозиционного и технического совершенства привода.

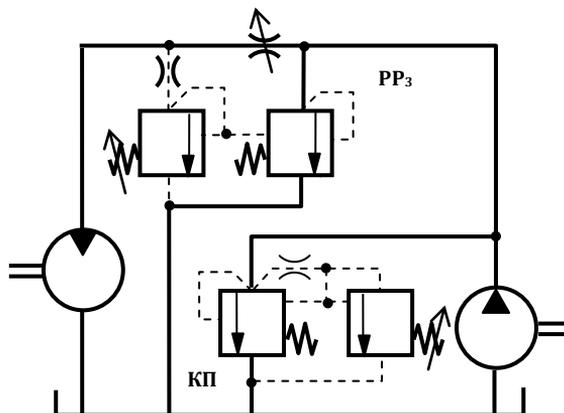


Рис. 6.14

Что изменится в решении задачи, если:

- напорную и сливную линии снабдить манометрами для измерения давления, а в сливную линию поставить расходомер?
- установить в сливную гидролинию подпорный клапан?
- в качестве дополнительного требования необходимо обеспечить стопорение вала мотора с помощью гидрозамка?

Задача 6.15. На рис. 6.15–6.21 представлены принципиальные гидравлические схемы гидроприводов для стационарных объектов с краткими пояснениями работы каждой из них. Для каждой из схем определите число функциональных подсистем, технических частей, считая каждый агрегат или комплект агрегатов (набор агрегатов, заключенный в штрихпунктирные линии) технической системой, рассчитайте коэффициенты декомпозиционного и технического совершенства систем. Дайте предложения по улучшению представленных схемных решений.

Гидропривод перемещения суппорта. Последовательность работы гидропривода (неподвижное положение штока — прямой ход, т. е. выдвигание штока — обратный ход, т. е. уборка штока — исходное положение), схема которого показана на рис. 6.15, обеспечивается с помощью направляющих распределителей P1, P2.

P1 осуществляет пуск и остановку штока, P2, имеющий механическое управление от кулачков K1, K2, контактирующих с выступающим элементом траверсы штока, — реверс движения. Требуемые скорости штока (жирные стрелки — прямой ход, стрелки без зачернения — обратный ход) обеспечиваются двумя блоками гидроаппаратов, в состав каждого из которых входит комплект дросселей и обратных клапанов.

Предохранительный клапан защищает систему от повышения давления, обратный клапан служит для исключения кавитационных явлений в сливной гидролинии, быстроразъемные соединения упрощают монтаж системы.

Монтаж насоса, предохранительного и обратного клапана, направляющего распределителя P1 выполняется притычным способом на гидропанели, устанавливаемой на корпусе гидробака (подробнее о таком способе монтажа см. в [11]).

Соединение остальных агрегатов между собой осуществляется с помощью трубопроводов и фитингов.

Передача механических информационных сигналов от К1, К2 к Р2 реализована двумя комплектами, в каждый из которых входят устройства подключения и тяга.

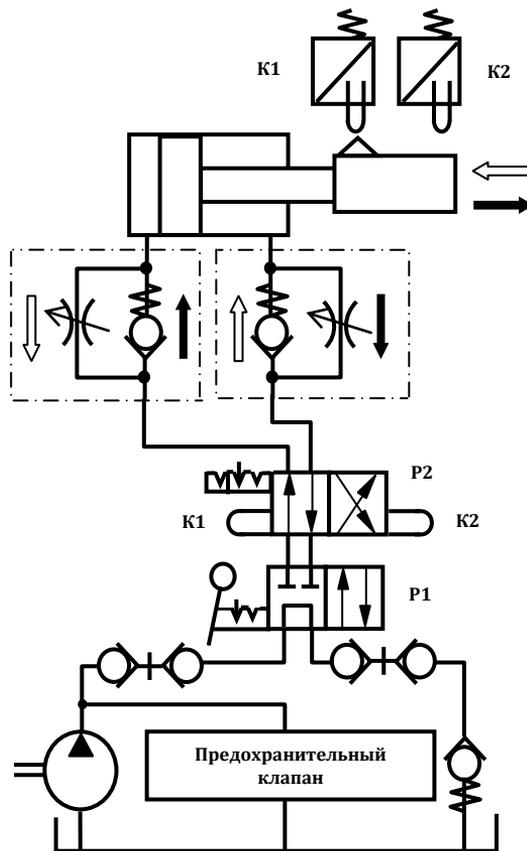


Рис. 6.15

Решить задачу по определению коэффициентов декомпозиционного и технического совершенства в данной постановке, а также для вариантов:

- напорная и сливная гидролинии насоса снабжены манометрами, каждый из которых подключается к гидролинии через отдельный вентиль;
- для контроля скорости прямого и обратного хода штока установлены постоянно работающие расходомеры с обратными клапанами (обеспечивающие прохождение жидкости только в одном направлении);
- расходомеры подключены к соответствующим гидролиниям с помощью специальных вентилях, снабженных демпферами для успокоения колебаний жидкости в измерительных участках гидролиний.

Гидропривод подъемника. Схема привода, предназначенного для перемещения платформы с помощью телескопических цилиндров Ц1 и Ц2, показана на рис. 6.16.

Нагрузка на цилиндры может менять свое положение в процессе подъема и опускания платформы.

Подъем платформы осуществляется включением толкающего электромагнита У1.1 распределителя Р1, опускание — включением магнита У1.2 и срабатыванием распределителя Р2. Синхронизация скоростей штоков Ц1 и Ц2

при подъеме со скоростью v_1 осуществляется с помощью делителя, а при опускании платформы со скоростью v_2 — сумматора. Обратные клапаны предназначены для исключения течения жидкости в обратном направлении через делитель и сумматор.

Односторонние гидрозамки используются для стопорения штоков цилиндров при выключении управляющих магнитов P1, а также в случае отключения системы гидропитания. Давление в напорной гидролинии ограничено переливным клапаном.

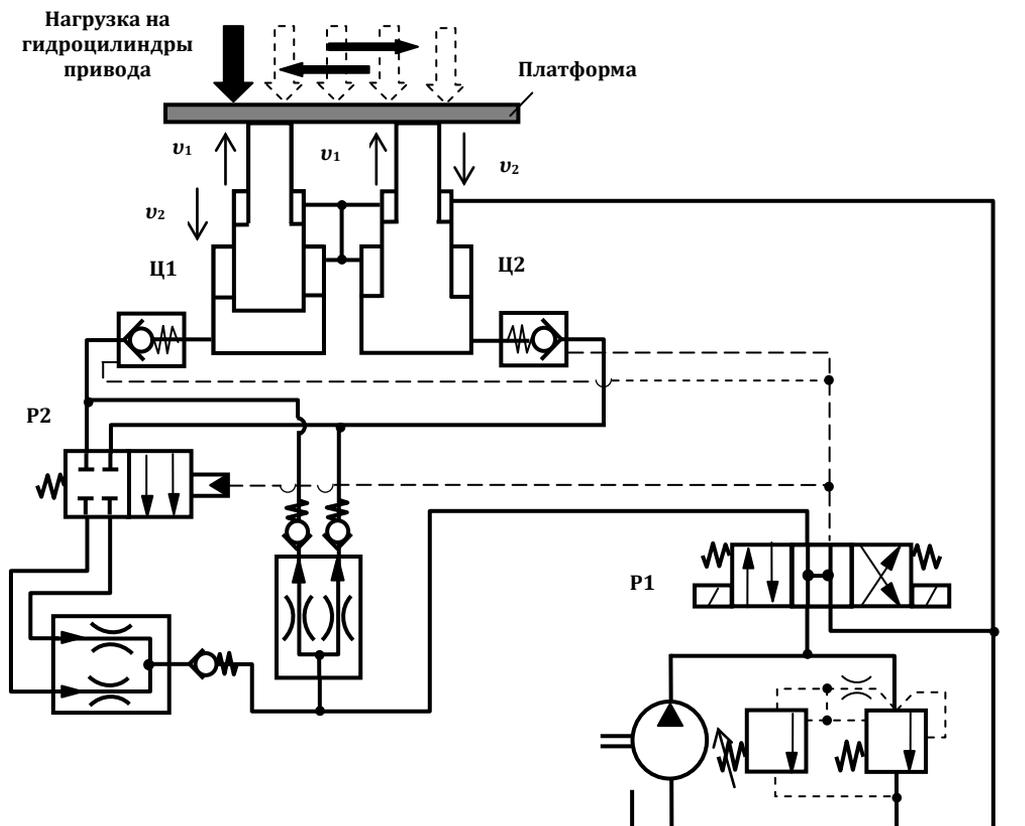


Рис. 6.16

В качестве вариантов исполнения такого привода рассматриваются следующие решения:

- применение телескопических цилиндров без сливных гидролиний;
- установка двух обратных клапанов на входные гидролинии сумматора;
- замена делителя и сумматора на четыре двухлинейные регулятора расхода.

Гидропривод робототехнического комплекса. Для повышения надежности и живучести гидропривода робототехнического комплекса разработана гидравлическая схема, изображенная на рис. 6.17.

При отказе какого-либо электронасосного агрегата, т. е. с падением давления в его напорной гидролинии клапан согласования гидропитания и слива (КСС) переключает напорную и сливную линии потребителя — гидроцилиндра на другой исправный электронасосный агрегат.

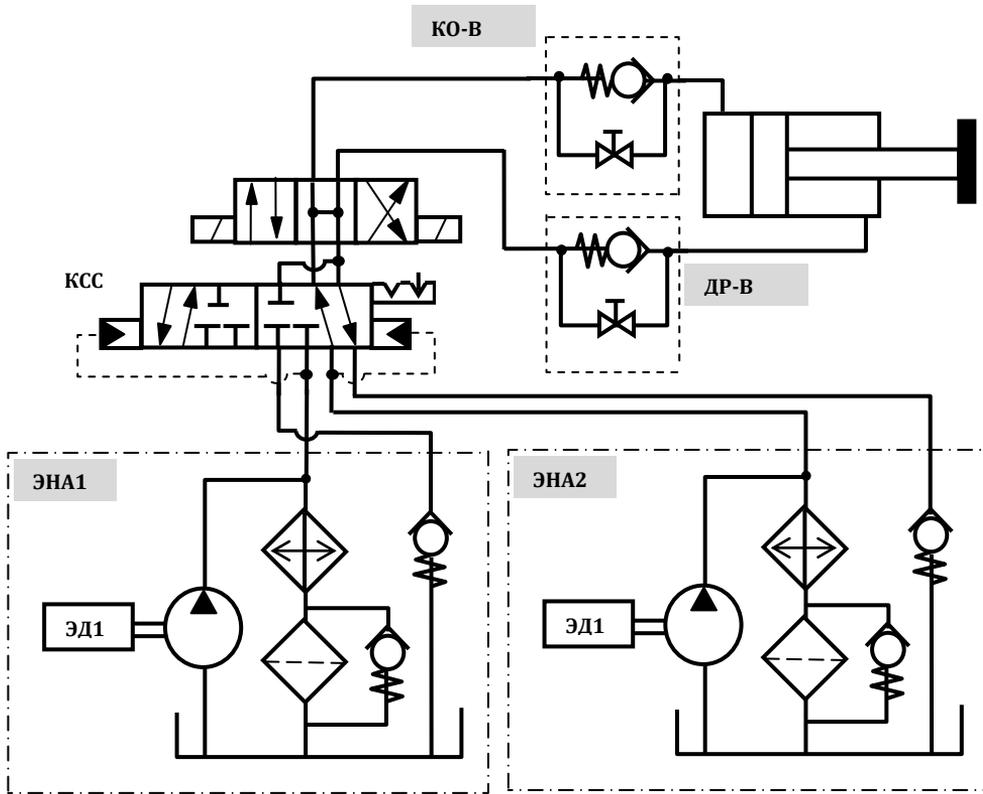


Рис. 6.17

Данная схема предложена Заказчику в двух исполнениях:

- с использованием комплектных электронасосных агрегатов ЭНА1 и ЭНА2 (состав агрегатов с приводящими электродвигателями ЭД1, ЭД2, насосами и комплектами аппаратуры показан штрихпунктирными линиями), блоков обратных клапанов и вентилей (КО-В) для обеспечения требуемых скоростей движения штока цилиндра в режиме выдвигания и уборки, а также распределителя;

- приобретаются отдельные устройства, из которых на предприятии собираются электронасосные агрегаты и остальная схема.

Гидропривод вращения фрезерной головки проходческого щита. Схема гидропривода показана на рис. 6.18. Длительный режим вращения вала гидромотора (М) со стабилизированной малой скоростью (рабочее вращение) чередуется быстрыми и кратковременными вращениями вала в обратном направлении (быстрый реверс).

С учетом такой циклограммы работы, привод укомплектован сравнительно дешевым, надежным, компактным и простым насосом постоянной подачи, незначительно превышающей потребный расход для осуществления медленного вращения вала М (движение жидкости в данном режиме показано зачерненными стрелками на рис. 6.18), а также гидравлического аккумулятора (АК) нужного объема. За время вращения вала М с малой скоростью аккумулятор успевает зарядиться до уровня, обеспечивающего режим быстрого реверса (стрелки без зачернения). Дроссель и обратный клапан входят в комплект АК, обеспечивая быструю зарядку и разрядку АК с рабочим расходом. Обратный

клапан КО исключает обратное течение жидкости из заряженного АК в насосную станцию. Гидрозамок осуществляет стопорение вала М при отключенном распределителе и насосе для любых регламентированных нагрузок на вал М.

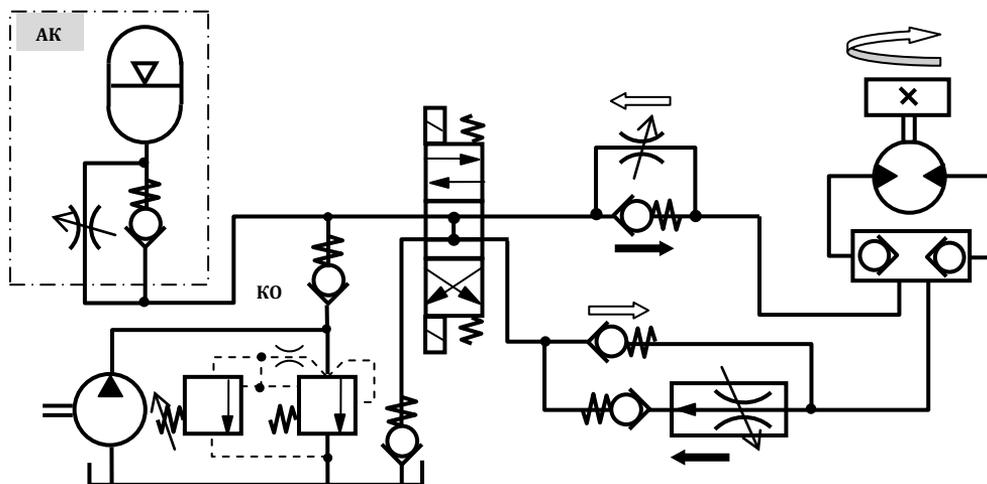


Рис. 6.18

Предложены следующие варианты комплектации системы:

- регулирующие блоки (дрозсель, двухлинейный регулятор расхода и обратные клапаны) — комплектные устройства, показанные на рис. 6.18 штрихпунктирными линиями;
- регулирующие блоки формируются из отдельных устройств.

Гидропривод пресса. Схема гидропривода показана на рис. 6.19. Как следует из схемы, цилиндр имеет неподвижный шток и подвижный корпус с платформой, что дает ряд преимуществ [9].

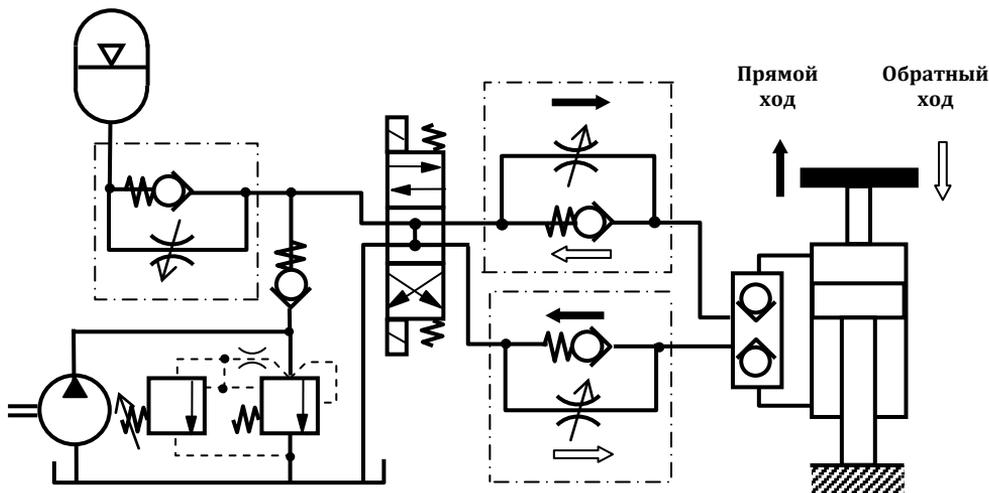


Рис. 6.19

Известно, что для режима прямого хода нагрузка положительна, а обратного хода — отрицательная. Циклограмма работы подъемника: «неподвижное положение платформы — длительный подъем платформы с грузом — выстой в верхнем положении — быстрое опускание платформы без груза».

Гидропривод палубного подъемника крышки люка. Гидропривод, схема которого изображена на рис. 6.20, предложено использовать для подъема и опускания мачты с требуемыми скоростями. Это выполнено с помощью одноштокового Ц и регулирующей гидроаппаратуры (двухлинейный регулятор расхода, дроссель и обратный клапан). Циклограмма работы: «неподвижное положение — быстрый подъем штока Ц до упора стакана в шток толкателя — медленный стабилизированный подъем мачты — неподвижное положение мачты — опускание мачты под действием собственной массы — исходное положение». Стопорение системы осуществляется односторонним гидрозамком. Экономичность системы предполагается обеспечить за счет применения нерегулируемого насоса и гидроаккумулятора, совместная работа которых аналогична схеме, показанной на рис. 6.20. Назначение направляющей и регулирующей аппаратуры определяется требуемой циклограммой работы системы.

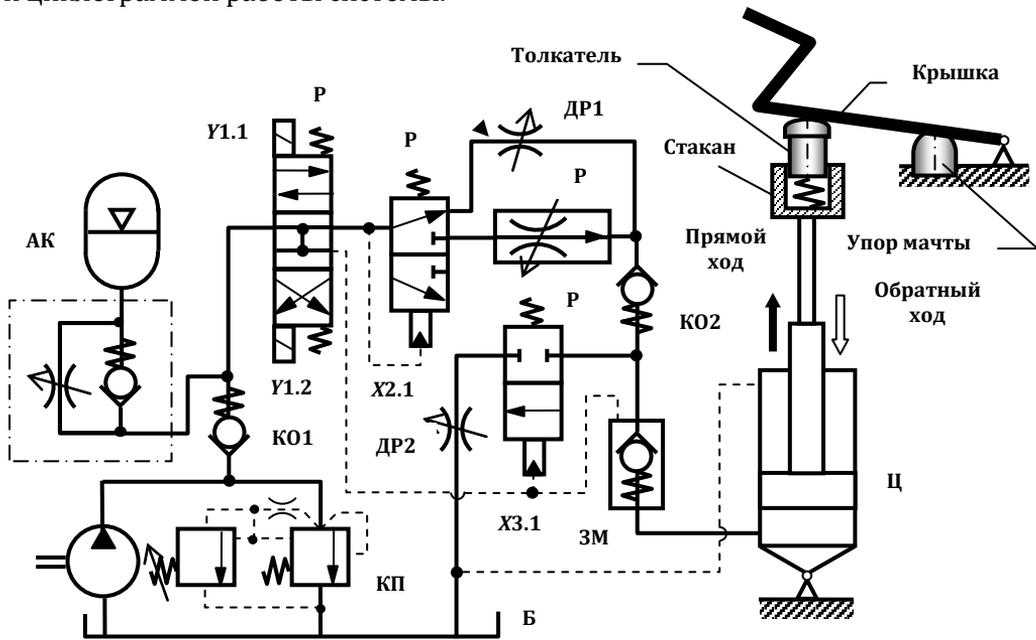


Рис. 6.20

Переход с режима быстрого подъема штока к подъему мачты реализован распределителем Р2 с управлением по давлению (сигнал Х2.1), для опускания штока Ц активизируется электромагнит У1.2, что приводит к переключению Р3 по управляющей гидролинии Х3.1 и открытию ЗМ. Дроссель ДР2 обеспечивает опускание штока с требуемой скоростью.

Гидропривод вращения винтов подруливающего устройства судна. На рис. 6.21 изображена принципиальная схема гидропривода с машинным управлением, реализованным с помощью регулируемого реверсивного насоса Н. Данный гидропривод имеет замкнутую схему циркуляции жидкости (гидробака нет, его функции выполняют достаточно протяженные гидролинии, а жидкость из мотора сразу направляется в насос). Для работы гидравлического механизма регулирования подачи насоса и восполнения утечек жидкости из замкнутого контура на валу Н установлен подпиточный насос НП (обычно шестеренный или пластинчатый, входящий в конструкцию основного насоса).

НП забирает рабочую жидкость из подпиточного бачка БП и через блок обратных клапанов БКО обеспечивает пополнение (подпитку) силовых гидролиний привода. Напорное давление ПН определяется настройкой переливного клапана КП. Защита привода от повышенного давления осуществляется блоком предохранительных клапанов БКП.

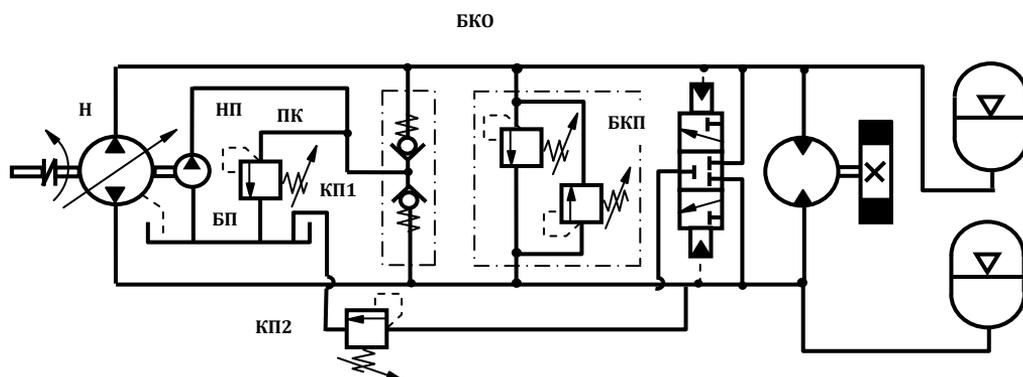


Рис. 6.21

Для исключения повышения остаточного давления в силовых гидролиниях, обусловленного так называемой динамической «подкачкой» данных линий (заполнения их жидкостью в кратковременные периоды падения давления во время колебательных процессов) установлен направляющий распределитель с гидравлическим управлением, перепускающий жидкость через КП2 в БП в случае роста остаточного давления. Необходимый подпор в дренажной линии обеспечивается клапаном КП2. Поскольку гидромотор имеет инерционную нагрузку (маховик), то при быстром изменении скорости вращения вала мотора и, тем более, реверсе движения в силовых гидролиниях могут возникнуть значительные колебания давления, для устранения которых применены два пневмогидравлических аккумулятора, работающие как гидравлические демпферы.

6.4. Вопросы для самоконтроля

1. В чем заключается различие между подсистемой и технической частью?
2. Какие соотношения используются для определения физического (декомпозиционного) и технического совершенства системы?
3. По каким правилам вычленяются компоненты массива входных ресурсных факторов, дестабилизирующих воздействий и выходных показателей?
4. Почему в условиях рыночной экономики наиболее важное значение имеет не показатель функциональной пригодности — работоспособности, а показатель конкурентоспособности продукта?
5. Что такое ПР и ПК системы, каковы правила их идентификации?
6. Какие виды структур с точки зрения взаимосвязи изменения частных ПК вы можете назвать?
7. Как формулируется задача структурного и параметрического синтеза?
8. По каким показателям — ПР или ПК осуществляется выбор изделий в условиях рынка и почему?

9. Какие проблемы имеют место и требуют решения при канонизации частных ПК?

10. Каким образом осуществляется перевод размерных частных ПК в относительный безразмерный вид?

11. Что такое условия и ограничения обратной параметрической задачи, от чего они зависят?

12. Как учитывается степень важности того или иного частного ПК для конкретного сегмента рынка?

13. Какие основные проблемы при назначении весовых коэффициентов частных ПК вы можете назвать?

14. Какие виды решений обратной параметрической задачи вы можете назвать?

15. Что такое возможное, строго-допустимое, Парето-оптимальное, экстремальное и глобально оптимальное параметрическое решение задачи?

16. Возможно ли получение глобально оптимального решения для конфликтных структур разрабатываемой системы?

17. Каковы основные сценарии решения обратных параметрических задач?

18. Чем отличаются глобально оптимальный, локально оптимальный и Парето-оптимальный планы?

19. Как учесть различную степень важности того или иного частного ПК для различных сегментов рынка, где предполагается применение системы?

20. Что такое условие нормы весовых коэффициентов?

21. В чем различие между исходным, относительным безразмерным и частным ПК с учетом весового коэффициента (т. е. взвешенным частным ПК)?

22. Что такое обобщенный функционал конкурентоспособности и какие существуют правила его формирования?

23. Каким образом можно представить решение многокритериальной параметрической задачи с использованием обобщенного функционала конкурентоспособности?

24. Можно ли утверждать, что введение обобщенного функционала конкурентоспособности сохраняет строгость решения обратной параметрической задачи?

7. Решения типовых задач с методическими пояснениями и комментариями

Задача 1.1. Как следует из условия задачи, гидравлическая система «насос — нагрузка», где нагрузка представляет собой сеть трубопроводов и радиатор, является замкнутой. Поскольку подача насоса постоянна, то независимо от какого-либо изменения гидравлической проводимости участков системы расход жидкости для каждого проходного сечения проточного тракта — есть неизменное значение, равное подаче насоса, т. е. $Q_n = 10$ л/мин. Это дает возможность сразу найти проходные площади $f_{н,сл}$ и диаметры $d_{н,сл}$ напорного и сливного (всасывающего) участков замкнутого контура циркуляции хладагента:

$$f_{н,с} = \frac{Q_n}{v_{н,сл}}; \quad d_{н,сл} = 2\sqrt{\frac{f_{н,сл}}{\pi}}.$$

В результате подстановки численных значений параметров получим:

$$f_n = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 2,5} = 66,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad f_{сл} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 1,2} = 138 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$
$$d_n = 2\sqrt{\frac{66,7 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0092 \text{ м}; \quad d_{сл} = 2\sqrt{\frac{138 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0133 \text{ м}.$$

После округления найденных расчетных значений до ближайших бóльших согласно ГОСТ 16516-80 (см. также справочники [2, 11]), имеем: $d_n^* = 10$ мм; $d_{сл}^* = 16$ мм, что соответствует проходным площадям напорного и сливного (всасывающего) участков контура

$$f_n^* = 78,53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad f_{сл}^* = 201 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

и скоростям движения жидкости по этим участкам

$$v_n^* = 2,12 \text{ м/с}; \quad v_{сл}^* = 0,83 \text{ м/с}.$$

Строго говоря, напор насоса представляет собой разницу полных энергий жидкости, замеренных на выходном (напорном) и входном (всасывающем) патрубках гидромашины. Однако для силовых гидравлических систем, характеризующихся сравнительно высокими статическими давлениями, скоростными составляющими энергии часто пренебрегают. Поэтому под напором насоса в данной задаче вполне допустимо понимать только разность давлений в напорном и всасывающем патрубках машины, выраженное в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Таким образом, из уравнения баланса гидроэнергии в контуре циркуляции хладагента следует, что напор насоса расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений гидролиний и радиатора, т. е. справедливо следующее соотношение:

$$p_n = \Delta p_l + \Delta p_p,$$

где $\Delta p_l, \Delta p_p$ — соответственно перепад давлений на всех гидролиниях и на радиаторе замкнутого контура циркуляции хладагента.

При наличии развитого турбулентного режима течения хладагента получим [5, 7]:

$$p_H = (R_p + R_L) Q_H^2 = R_p Q_H^2 + \frac{\lambda \rho_{ж} L}{2} \left[\frac{15}{(f_H^*)^2 d_H} + \frac{16}{(f_{сл}^*)^2 d_{сл}} \right] Q_H^2,$$

где R_L — гидравлическое сопротивление всех гидролиний контура, определяемое в соответствии с приведенной выше формулой очевидным образом:

$$R_L = \frac{\lambda \rho_{ж} L}{2} \left[\frac{15}{(f_H^*)^2 d_H} + \frac{16}{(f_{сл}^*)^2 d_{сл}} \right].$$

Подстановка в выражение для R_p численных значений параметров дает:

$$R_L = \frac{0,04 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{2} \cdot \left[\frac{15}{0,01 \cdot (78,53 \cdot 10^{-6})^2} + \frac{16}{0,016 \cdot (201 \cdot 10^{-6})^2} \right] = 8,04 \cdot 10^{12} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{М}^8$$

и, следовательно,

$$p_H = (6 \cdot 10^{12} + 8,04 \cdot 10^{12}) \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{60} \right)^2 = 0,39 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 0,39 \text{ МПа}.$$

При пренебрежении давлением на всасывающем патрубке насоса по сравнению с существенно бóльшим — напорным давлением, выражения для нахождения выходной (гидравлической) мощности насоса N_H и мощности, необходимой для вращения вала насоса (входной мощности насоса $N_H^{\text{ВХ}}$), равной выходной мощности приводного электродвигателя $N_э$, а также входной (электрической) мощности электродвигателя $N_э^{\text{ВХ}}$ имеют вид [1, 7, 12]:

$$N_H = p_H Q_H; \quad N_H^{\text{ВХ}} = N_э = \frac{N_H}{\eta_H}; \quad N_э^{\text{ВХ}} = \frac{N_э}{\eta_э}.$$

После подстановки численных значений получим:

$$N_H = 0,39 \cdot 10^6 \cdot \frac{10 \cdot 10^{-3}}{60} = 64,8 \text{ Вт}; \quad N_H^{\text{ВХ}} = N_э = \frac{64,8}{0,35} = 185,15 \text{ Вт};$$

$$N_э^{\text{ВХ}} = \frac{185,15}{0,75} = 246,87 \text{ Вт}.$$

Стоимость электроэнергии, потребляемой установкой в течение T часов эксплуатации, определяется из соотношения:

$$C_э = C_{\text{т.э}} N_э^{\text{ВХ}} T,$$

где временной параметр связан с числом заданных дней $z_d = 312$ при круглосуточной работе системы формулой: $T = 24 \cdot z_d$.

Тогда имеем, что за год эксплуатации:

$$T = 24 \cdot 312 = 7488 \text{ ч}; \quad C_3 = 0,1 \cdot 0,24687 \cdot 7488 = 184,85 \text{ у.е.}$$

Примечание: при решении данной задачи в качестве примера намеренно детально приводились численные выкладки, показывающие установленный стандартом порядок вычислений. При решении последующих задач в целях экономии места учебного пособия числовые выкладки будут приводиться более компактно.

Задача 1.6. Зависимость напорного (выходного) давления насоса от подачи позволяет определить подачу гидромашин в холостом режиме, т. е. при $p_H = 0$:

$$Q_H^{xx} = Q_H(p_H)|_{p_H=0} = \sqrt{\frac{p_H^{\max}}{K_H}},$$

что после подстановки численных значений параметров дает:

$$Q_H^{xx} = \sqrt{\frac{12,5 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^{12}}} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 75 \text{ л/мин.}$$

Уравнение совместной работы системы «насос — сеть трубопроводов — вентиль — сопло» имеет вид:

$$p_H = p_H^{\max} - K_H Q_H^2 = p_{\text{ст}} + (R_L + R_B + R_C) Q^2 + \rho_{\text{ж}} \frac{v_c^2}{2},$$

где $p_{\text{ст}}$ — статическое давление, необходимое для подъема жидкости на нивелирную отметку (геометрическую высоту) оси сопла, v_c — скорость истечения жидкости из сопла, R_L — гидравлическое сопротивление сети трубопроводов (гидролиний), соединяющих насос с соплом.

Из рис. 1.9 и очевидной связи расхода и скорости жидкости, вытекающей из сопла, следует, что

$$p_{\text{ст}} = 18L\rho_{\text{ж}}g; \quad \rho_{\text{ж}} \frac{v_c^2}{2} = \rho_{\text{ж}} \frac{Q^2}{f_c^2},$$

где f_c — проходная площадь сопла.

В свою очередь при турбулентном режиме течения жидкости по гидролиниям их гидравлическое сопротивление может быть найдено по формуле:

$$R_L = \frac{55L\lambda\rho_{\text{ж}}}{2d f_H^2},$$

где f_H — проходное сечение напорной гидролинии установки.

Проходная площадь сопла связана с диаметром его проходного отверстия, а площадь сечения напорного трубопровода с его внутренним диаметром известным образом:

$$f_c = \frac{\pi}{4} d_c^2; \quad f_H = \frac{\pi}{4} d_H^2.$$

Несложное преобразование уравнения совместной работы насоса и сети дает:

$$Q_H = \sqrt{\frac{p_H^{\max} - 18L\rho_{жg}}{R_L + R_C + R_B + K_H + \frac{\rho_{ж}}{2f_C^2}}}$$

После подстановки численных значений физических величин получим:

$$f_C = 1,766 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad f_H = 113,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad R_L = 7,1 \cdot 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8;$$

$$Q_H(R_B^{\min}) = 0,249 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 14,97 \text{ л/мин};$$

$$Q_H(R_B^{\max}) = 0,200 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 12,20 \text{ л/мин}.$$

Тогда напорное давление насоса для различных режимов работы установки окажется равным:

$$p_H(R_B^{\min}) = p_H^{\max} - K_H Q_H^2(R_B^{\min}) = 12,00 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 12,00 \text{ МПа};$$

$$p_H(R_B^{\max}) = p_H^{\max} - K_H Q_H^2(R_B^{\max}) = 12,18 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 12,18 \text{ МПа}.$$

Следовательно, диапазон скоростей истечения жидкости из сопла при изменении гидросопротивления вентиля может изменяться от минимального

значения $v_C^{\min} = v_C(R_B^{\max}) = \frac{Q_H(R_B^{\max})}{f_C} = 113,2 \text{ м/с}$ до наибольшего, соответствующего наименьшему гидросопротивлению вентиля и равного

$$v_C^{\max} = v_C(R_B^{\min}) = \frac{Q_H(R_B^{\min})}{f_C} = 141,0 \text{ м/с}.$$

Давление на всасывающей патрубке насоса $p_{вс}$ меньше атмосферного $p_a = 0,1 \text{ МПа}$ вследствие скоростных потерь жидкости во всасывающем трубопроводе и необходимости подъема жидкости по этому трубопроводу на более высокую нивелирную отметку относительно уровня жидкости в баке:

$$p_{вс} = p_a - \rho_{жg}L - \frac{1,5L\lambda\rho_{ж}Q_H^2}{2d_{вс}f_{вс}^2},$$

где $v_{вс}$ — скорость движения жидкости по всасывающему трубопроводу диаметром $d_{вс}$, g — ускорение свободного падения, принимаемое равным $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

В свою очередь очевидно, что

$$v_{вс} = \frac{Q_H}{f_{вс}},$$

где $f_{вс}$ — проходная площадь всасывающего трубопровода.

Тогда после подстановки численных значений имеем:

$$f_{вс} = 490,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad v_{вс}^{\max} = v_{вс}(R_B^{\min}) = 0,508 \text{ м/с}; \quad v_{вс}^{\min} = v_{вс}(R_B^{\max}) = 0,408 \text{ м/с};$$

$$p_{вс}^{\min} = p_{вс}(R_B^{\min}) = 0,086908 \text{ МПа}; \quad p_{вс}^{\max} = p_{вс}(R_B^{\max}) = 0,086959 \text{ МПа}.$$

Таким образом, $p_{вс}$ практически не зависит от режима работы установки (гидросопротивления вентиля) и следует позаботиться только о том, чтобы данное давление не оказалось меньше насыщенных паров используемой жидкости.

Выражения для выходной (гидравлической) мощности насоса N_H , мощности приводного электродвигателя насоса $N_э$, а также стоимости электроэнергии $C_э$ при круглосуточной непрерывной работе установки в течение $z_d = 312$ рабочих дней при тарифе $C_{т.э} = 0,08$ у.е./ (кВт·ч) имеют вид:

$$N_H = Q_H (p_H - p_{вс}); \quad N_э = \frac{N_H}{\eta_H}; \quad C_э = 24 \cdot z_d \cdot \frac{N_э}{\eta_э} C_{т.э},$$

что после использования указанных в условии задачи числовых значений физических величин дает:

$$\begin{aligned} N_H(R_B^{\min}) &= 2966,3 \text{ Вт}; & N_H(R_B^{\max}) &= 2418,6 \text{ Вт}; \\ N_э(R_B^{\min}) &= 9270 \text{ Вт}; & N_э(R_B^{\max}) &= 7558 \text{ Вт}; \\ C_э(R_B^{\min}) &= 5552,9 \text{ у.е.}; & C_э(R_B^{\max}) &= 4527,5 \text{ у.е.} \end{aligned}$$

Задача 1.17. Из условия задачи следует, что равновесие системы «шток гидроцилиндра — поворачивающаяся часть трубопровода — рукоять — сопло» возможно в том случае, когда момент от реактивной силы струи жидкости, выходящей из сопла, будет нейтрализован моментом, развиваемым гидроцилиндром разгрузки (см. рис. 1.18). Поскольку усилие гидроцилиндра зависит от давления в напорной гидролинии насоса p_H , а реактивная сила $R_{рс}$ жидкости, истекающей из сопла, прямо пропорциональна скорости струи v_c и расходу жидкости через сопло, то решение вопроса о равновесии системы, а также нахождении гидравлической мощности насоса требует определения перечисленных параметров системы.

Из уравнения совместной работы насоса и сети (нагрузки) и в соответствии с [7] имеем:

$$p_H = p_H^{\max} - K_H Q_H^2 = p_{ст} + \rho_{ж} \frac{v_c^2}{2} + R Q_H^2,$$

где $p_{ст}$ — статическое давление, необходимое для подъема столба жидкости на нивелирную отметку (геометрическую высоту) оси сопла, R — суммарное гидросопротивление сети, соединяющей насос с соплом.

По аналогии с методикой решения задач 1.1, 1.6 имеем:

$$\begin{aligned} p_{ст} &= 4Lg\rho_{ж}; & R &= R_B + R_C + \frac{\rho_{ж}}{2} \left[\lambda \frac{L}{d} \left(\frac{4+2}{f_T^2} \right) + \lambda \frac{0,3L}{0,3d} \cdot \frac{1}{f_{тс}^2} \right]; \\ \rho_{ж} \frac{v_c^2}{2} &= \rho_{ж} \frac{Q_H^2}{2f_c^2}, \end{aligned}$$

где f_T — проходная площадь трубопроводов с внутренним диаметром d , $f_{тс}$ — проходная площадь трубопровода с внутренним диаметром, равным $0,3d$, $f_{ср}$ — проходная площадь отверстия сопла.

Несложное преобразование уравнения совместной работы насоса и сети позволяет получить соотношение для определения расхода жидкости, истекающей через сопло:

$$Q_H = \sqrt{\frac{p_H^{\max} - p_{CT}}{K_H + R + \frac{\rho_{ж}}{2f_c^2}}}$$

Подставив численные значения величин в приведенные выше формулы получим:

$$p_{CT} = 0,0687 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2; f_{TC} = 63,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; f_T = 706,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; f_c = 4,91 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$R + \frac{\rho_{ж}}{2f_c^2} = 5,67 \cdot 10^{13} \text{ Нс}^2/\text{м}^8; Q_H = 0,000424 \text{ м}^3/\text{с} = 25,44 \text{ л/мин.}$$

Тогда давление в напорном патрубке насоса p_H и гидравлическая мощность насоса N_H определяются следующим образом:

$$p_H = 10,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2; N_H = p_H Q_H = 4346 \text{ Вт.}$$

Скорость струи жидкости, выходящей из сопла, и реактивная сила этой струи могут быть найдены из очевидных соотношений [8]:

$$v_c = \frac{Q_H}{f_c}; R_{pc} = \rho_{ж} \beta v_c Q_H.$$

После подстановки численных значений параметров имеем:

$$v_c = 86,35 \text{ м/с}; R_{pc} = 36,61 \text{ Н.}$$

Усилие, которое должен развивать гидроцилиндр разгрузки для обеспечения равновесия системы, связано с R_{pc} очевидной кинематической зависимостью:

$$0,2LR_{гц} = 4LR_{pc},$$

где $R_{гц}$ — усилие на штоке гидроцилиндра разгрузки, которое определяется через площадь поршня гидроцилиндра F и коэффициент отношения площади штоковой полости к площади поршня k по формуле:

$$R_{гц} = p_H F (1 - k).$$

Тогда искомое значение площади поршня может быть найдено из выражения

$$F = \frac{8R_{pc}}{p_H (1 - k)}$$

или после подстановки численных значений соответствующих величин $F = 114,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Нахождение диаметра поршня D_H и диаметра штока $D_{ш}$ гидроцилиндра не представляет труда:

$$D_H = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}; D_{ш} = D_H \sqrt{1 - k},$$

что при подстановке численных значений дает:

$$D_{\text{п}} = 0,01207 \text{ м}; D_{\text{ш}} = 0,00604 \text{ м}.$$

После округления рассчитанных диаметров до стандартизированных значений согласно ГОСТ 12447-80, получим: $D_{\text{п}}^* = 12 \text{ мм}$; $D_{\text{ш}}^* = 6 \text{ мм}$, что практически совпадает с расчетными данными.

При переносе узла запитки гидроцилиндра разгрузки вправо и размещения узла после вентиля (см. рис. 1.18) давление гидропитания полостей гидроцилиндра будет меньше ранее найденного значения на величину потерь давления на вентиле $\Delta p_{\text{в}}$ и может быть найдено по следующей формуле:

$$p_{\text{гц,в}} = p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{в}} = p_{\text{н}} - R_{\text{в}} Q_{\text{н}}^2,$$

или, после подстановки численных значений параметров, оказывается равным $p_{\text{гц,в}} = 8,9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 8,9 \text{ МПа}$.

Тогда для обеспечения равновесия системы потребуется гидроцилиндр с площадью поршня $F_{\text{в}}$, диаметром поршня $D_{\text{п.в}}$ и диаметром штока $D_{\text{ш.в}}$, определяемыми следующим образом:

$$F_{\text{в}} = 131,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; D_{\text{п.в}} = 12,9 \text{ мм}; D_{\text{ш.в}} = 6,45 \text{ мм}.$$

В результате округления этих чисел до значений, регламентированных ГОСТом, имеем:

$$D_{\text{п.в}}^* = 14 \text{ мм}; D_{\text{ш.в}}^* = 8 \text{ мм}.$$

Задача 1.18. В соответствии с законом упругой деформации Гука для объема жидкости $V_{\text{ж}}$, изменяющегося на величину $dV_{\text{ж}}$ при изменении давления на dp , имеем [1, 5, 7, 24, 25]:

$$dp = -E \frac{dV_{\text{ж}}}{V_{\text{ж}}}.$$

Выполнив интегрирование уравнения в пределах, соответствующих изменению давления и объема на конечные величины Δp и ΔV , получим:

$$\Delta V = \left(e^{\Delta p/E} - 1 \right) V.$$

Следовательно, пренебрегая трением и объемными потерями в гидроцилиндре, «просадка» груза вместе со штоком гидроцилиндра применительно к рассматриваемым условиям и допущениям задачи определится по выражению:

$$\Delta y_1 = y \max \left(e^{\Delta R/E_{\text{ж}} F} - 1 \right) = y \max \left(e^{m_{\text{г}} g/E_{\text{ж}} F} - 1 \right).$$

Площадь поршня определяется очевидным образом и составляет $F = 153,86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. После подстановки численных значений величин имеем точное решение: $\Delta y_1 = 3,69 \text{ мм}$.

В подавляющем числе практических случаев достаточно использовать более простые выражения для нахождения «просадки» выходных звеньев гидравлических машин, в частности, рассматриваемого гидроцилиндра:

$$\Delta p = -E_{\text{ж}} \frac{\Delta V}{V},$$

причем знак «минус», означающий уменьшение объема под действием увеличивающегося давления, в практических расчетах обычно опускают, поскольку направление деформации силовой системы с упругой жидкостью обычно бывает ясно из физического смысла работы системы.

Тогда, пренебрегая трением и объемными потерями в гидроцилиндре получим упрощенную связь между изменением давления жидкости и изменением объема полостей, которая определяется варьированием усилия, приложенного к штоку гидроцилиндра, ΔR и перемещением точки приложения данного усилия Δy :

$$\Delta p = \frac{\Delta R}{F}; \quad \Delta V = F \cdot \Delta y.$$

Следовательно, для указанного в условии задачи положения поршня относительно корпуса гидроцилиндра, т. е. $V = Fy^{\text{max}}$, получим:

$$\frac{\Delta R}{F} = E_{\text{ж}} \frac{\Delta y}{y^{\text{max}}}$$

и выражение для «гидравлической» статической жесткости системы примет вид:

$$C_0 = \frac{\Delta R}{\Delta y} = \frac{E_{\text{ж}} F}{y^{\text{max}}},$$

что с использованием числовых значений величин дает: $C_0 = 11,98 \cdot 10^6$ Н/м.

Таким образом изменение положения груза вместе со штоком гидроцилиндра применительно к рассматриваемым условиям и допущениям задачи определится по выражению:

$$\Delta y_1 = \frac{m_{\Gamma} g}{C_0},$$

где g — ускорение свободного падения, принимаемое равным $g = 9,81$ м/с².

После подстановки чисел имеем: $\Delta y_1 = 3,68$ мм, что практически совпадает с точным решением этой части задачи.

С учетом конечной жесткости стенок гидроцилиндра выражение для нахождения эквивалентного модуля упругости E системы «жидкость — деформируемые стенки цилиндра» может быть рассчитана в соответствии с рекомендациями [1, 7, 24]:

$$E = \frac{2E_{\text{ж}}E_{\text{ст}}}{E_{\text{ж}}D + 2E_{\text{ж}}E_{\text{ст}}}.$$

Подстановка численных значений параметров дает: $E = 1357,8$ МПа, жесткость системы для рассматриваемого случая составит $C_{0,8} = 11,61$ МПа, а «просадка» груза заданной массы будет равна $\Delta y_8 = 3,8$ мм.

При необходимости дополнительного учета постоянного усилия контактного трения, обусловленного, например, влиянием уплотнительного кольца поршня, выражение для изменения положения груза примет вид:

$$\Delta y_2 = \frac{(m_{\Gamma} - 0,25m_{\Gamma})g}{C_{0,\delta}},$$

что в численном значении составляет $\Delta y_2 = 2,85$ мм.

В общем случае усилие трения в уплотнительном узле зависит от внутреннего напряжения в материале уплотнительного кольца p_y , площади контакта кольца с поверхностью корпуса цилиндра F_k , а также коэффициента трения соприкасающихся материалов f^F :

$$R_y^f = 2\pi p_y a \frac{D}{2} f^F = \pi (p_{0y} + p) a D f^F,$$

где p_{0y} — начальное напряжение в материале кольца, обусловленное монтажом (установкой в проточку поршня и размещением в цилиндре).

Полагая для рассматриваемой задачи $p_{0y} = 0$, уравнение статического равновесия груза на платформе (начальное положение) может быть записано в виде:

$$p_{\text{нач}} = \frac{m_{\Gamma}g}{F} + \frac{R_y^f}{F} = \frac{m_{\Gamma}g}{F} + \frac{\pi a D f^F}{F}$$

или после несложных преобразований

$$p_{\text{нач}} = \frac{m_{\Gamma}g}{F - \pi a D f^F}.$$

Подстановка численных значений дает $p = 3,0173$ МПа, а изменение координаты поршня под действием груза для исследуемых условий задачи составит $\Delta y_3 = 3,68$ мм.

Используя рассуждения, аналогичные приведенным выше, для случая $p_{0y} = 0,8$ МПа, $a = 12$ мм и $f^F = 0,25$, получим $p = 3,88$ МПа.

Задача 1.23. Прежде всего, следует определить расчетную величину площади поршня F и штоковой полости kF гидроцилиндра, исходя из уравнения статического равновесия подвижной системы «шток-груз»:

$$p_{\text{кл}} F = m_{\Gamma}g + p_{\text{кл}} kF,$$

откуда

$$F = \frac{m_{\Gamma}g}{p_{\text{кл}}(1-k)}.$$

Подстановка численных значений параметров дает $F = 0,0471$ м², что соответствует следующим расчетным значениям диаметра поршня $D_{\text{п}}$ и штока $D_{\text{ш}}$:

$$D_{\text{п}} = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}} = 0,245 \text{ м}; \quad D_{\text{ш}} = \sqrt{D_{\text{п}}^2 - \frac{4kF}{\pi}} = 0,123 \text{ м}.$$

Округляя найденные значения диаметров в соответствии с требованиями стандарта (ГОСТ 12447-80), имеем $D_{\text{п}}^* = 250$ мм, $D_{\text{ш}}^* = 125$ мм, что дает численное значение площадей $F^* = 0,0491$ м²; $(kF)^* = 0,0368$ м².

Для стандартных диаметров поршня и штока подъем груза указанной в условии задачи массы имеет место при давлении в напорной гидролинии, определяемом по формуле $p_{\text{кл}}^* = \frac{m_{\Gamma} g}{F^* - (kF)^*}$, что после подстановки чисел

приводит к значению $p_{\text{кл}}^* = 12,00 \text{ МПа}$.

Меньшее значение получившегося напорного давления означает, что предохранительный клапан установки будет закрыт и, следовательно, весь расход напорной гидролинии установки, показанной на *рис. 1.22*, будет поступать в гидроцилиндр.

Полагая, что объем жидкости при изменении давления подчиняется закону упругой деформации Гука, гидроцилиндр с поршнем — разделителем двух полостей (штоковой и поршневой) может быть заменен физической моделью — твердым телом, «подпружиненным» сверху и снизу идеальными пружинами, как изображено на *рис. 7.1*.

В таком случае жесткости «поршневой» (C_1) и «штоковой» (C_2) полостей гидроцилиндра могут быть найдены из следующих соотношений:

$$C_1 = \frac{EF^*}{y}; \quad C_2 = \frac{E(kF)^*}{y^{\text{max}} - y},$$

а общая жесткость всей системы есть $C = C_1 + C_2$.

В приведенных выше выражениях эквивалентный модуль упругости всей системы находится по выражению (см. решение задачи 1.18):

$$E = \frac{2E_{\text{ж}}E_{\text{ст}}\delta_{\text{ст}}}{E_{\text{ж}}D + 2E_{\text{ж}}\delta_{\text{ст}}}.$$

Таким образом, для наиболее общего случая, т. е. с учетом деформации жидкости и стенок гидроцилиндра численное значение эквивалентного модуля упругости системы составит $E = 1267,9 \text{ МПа}$.

Графики составляющих жесткостей C_1 , C_2 и общей жесткости C как функций координаты поршня y приведены на *рис. 7.2*.

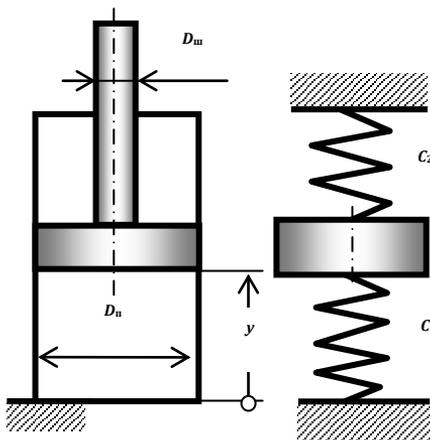


Рис. 7.1

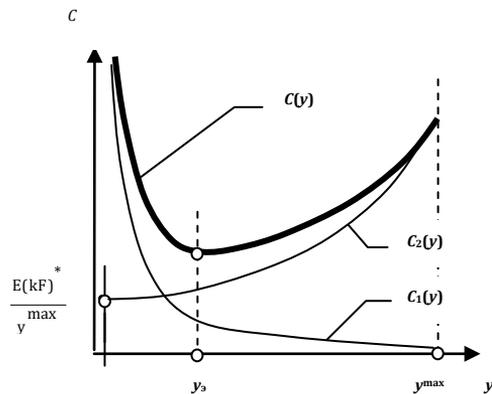


Рис. 7.2

Исследование функции $C(y)$ на экстремум показывает, что $C(y) = C^{\min}$ имеет место при координате положения поршня, определяемой как:

$$y_3 = y^{\max} \left(1 + \sqrt{\frac{(kF)^*}{F^*}} \right)^{-1}.$$

Для численных значений параметров, указанных в задаче, расчет показывает, что $y_3 = 1,5$ м. Таким образом, для несимметричного гидроцилиндра расчетное положение поршня, соответствующее минимальной жесткости системы, не является средним, т. е. $y_3 \neq 0,5y^{\max}$. Выражение для минимальной жесткости системы имеет вид:

$$C^{\min} = C(y_3) = E \left[\frac{F^*}{y_3} + \frac{(kF)^*}{(y^{\max} - y_3)} \right],$$

что при подстановке численных значений дает $C^{\min} = 77,35 \cdot 10^6$ Н/м.

Величина «просадки» (при размещении груза массой $m_r = 15\,000$ кг) или «подскока» (при снятии данного груза с платформы) штока гидроцилиндра для положения штока y_3 определяется следующим образом:

$$\Delta y = \frac{m_r g}{C(y_3)},$$

или, после подстановки численных значений параметров, $\Delta y = 1,9$ мм.

Задача 2.1. Наличие в условии задачи информации по фактической подаче $Q_{н1}$, объемной постоянной V_0 и частоте вращения ротора $n_{н1}$ позволяет определить теоретическую подачу $Q_{н1}^T$, величину объемных потерь $q_{оп.1}$, мощность объемных потерь $\Delta N_{оп.1}$ и, затем, объемный КПД насоса $\eta_{о1}$ в соответствии с известными формулами [1, 9]:

$$Q_{н1}^T = V_0 n_{н1}; \quad \eta_{о1} = \frac{Q_{н1}}{Q_{н1}^T} = 1 - \frac{q_{оп.1}}{Q_{н1}^T}; \quad q_{оп.1} = Q_{н1}^T - Q_{н1},$$

$$\Delta N_{оп.1} = q_{оп.1} (p_{н1} - p_{вс.1}),$$

или, после подстановки численных значений параметров:

$$Q_{н1}^T = 91,35 \text{ л/мин}; \quad \eta_{оп.1} = 0,93; \quad q_{оп.1} = 6,35 \text{ л/мин};$$

$$\Delta N_{оп.1} = 1,64 \text{ кВт}.$$

В случае пренебрежения «расходной» составляющей напора гидравлическая (выходная) мощность гидромашины рассчитывается очевидным образом [1, 7]:

$$N_{н1} = Q_{н1} (p_{н1} - p_{вс.1}),$$

что для условий задачи составляет $N_{н1} = 21,96$ кВт.

Задача 2.3. При линейной зависимости подачи насоса Q_H от развиваемого гидромашиной перепада давлений $\Delta p_H = p_H - p_{вс}$ справедливо соотношение:

$$Q_H = Q_H^T - q_{оп} = Q_H^T - k_{оп} \cdot \Delta p_H,$$

где $k_{оп}$ — коэффициент объемных потерь насоса, определяемый на основании известных из «первого» режима (см. задачу 2.1) величин расхода объемных потерь и перепада давления по следующей формуле:

$$k_{оп} = \frac{q_{оп.1}}{\Delta p_{H1}}.$$

После подстановки численных значений имеем $k_{оп} = 6,82 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Нс}$.

Тогда расход объемных потерь $q_{оп.2}$, теоретическая Q_{H2}^T и фактическая Q_{H2} подача, объемный КПД $\eta_{о2}$, мощность объемных потерь $\Delta N_{оп.2}$ и гидравлическая мощность насоса N_{H2} для «второго» режима — эксплуатации в гидросистеме работа могут быть найдены следующим образом:

$$q_{оп.2} = k_{оп} \Delta p_{H2} = k_{оп} (p_{H2} - p_{вс.2}) = k_{оп} (p_{H2} - p_{вс.1});$$

$$Q_{H2}^T = V_0 \eta_{H2}; \quad Q_{H2} = Q_{H2}^T - q_{оп.2}; \quad \eta_{о2} = 1 - \frac{q_{оп.2}}{Q_{H2}^T};$$

$$\Delta N_{оп.2} = q_{оп.2} \cdot \Delta p_{H2}; \quad N_{H2} = Q_{H2} \cdot \Delta p_{H2}$$

Используя численные данные параметров, приведенные в условии задачи, имеем:

$$q_{оп.2} = 3,88 \text{ л/мин}; \quad Q_{оп.2}^T = 126 \text{ л/мин}; \quad Q_{H2} = 122,12 \text{ л/мин}; \\ \eta_{о2} = 0,969; \quad \Delta N_{оп.2} = 614,3 \text{ Вт}; \quad N_{H2} = 19,34 \text{ кВт}.$$

Задача 2.8. Из рис. 2.8 следует, что нагрузкой насоса являются два параллельно установленных гидросопротивления. Одно сопротивление — радиатор, а второе — гидромотор. На каждом из них срабатываются равные перепады давлений $\Delta p = p_H - \Delta p_H$, где p_H — давление в напорной гидролинии системы. На основании известной связи перепада давлений с расходом жидкости Q_p через гидросопротивление радиатора в турбулентном режиме, теоретическим M_M^T и фактическим M_M моментами на валу мотора, получим:

$$\Delta p = p_H - \Delta p_H = R_p Q_p^2; \quad \Delta p \frac{V_{ом}}{2\pi} = M_M^T = M_M \frac{1}{\eta_{ГМ.М}},$$

где $\eta_{ГМ.М}$ — гидромеханический КПД мотора, который для оптимального режима работы гидромашины связан с объемным $\eta_{о.М}$ и полным η_M КПД мотора следующим образом: $\eta_{ГМ.М} = \eta_{о.М} = \sqrt{\eta_M}$.

В то же время момент на валу гидромотора M_M и расход жидкости Q_M , проходящий через мотор, определяются по формулам:

$$M_M = K_M \omega^2; \quad \omega = \frac{2\pi}{V_{ом}} Q_M \eta_{о.М}.$$

Тогда после подстановки и несложных преобразований имеем:

$$\Delta p = p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{п}} = \frac{K_{\text{м}} \eta_{\text{о.м}}^2}{\eta_{\text{гм.м}}} \left(\frac{2\pi}{V_{\text{о.м}}} \right)^3 Q_{\text{м}}^2 = R_{\text{м}} Q_{\text{м}}^2,$$

где гидросопротивление мотора в общем случае определяется по выражению:

$$R_{\text{м}} = \frac{K_{\text{м}} \eta_{\text{о.м}}^2}{\eta_{\text{гм.м}}} \left(\frac{2\pi}{V_{\text{о.м}}} \right)^3.$$

Очевидно, что для паспортного режима работы М последнее выражение несколько упрощается: $R_{\text{м}}^{\text{opt}} = K_{\text{м}} \eta_{\text{о.м}} \left(\frac{2\pi}{V_{\text{о.м}}} \right)^3 = K_{\text{м}} \left(\frac{2\pi}{V_{\text{о.м}}} \right)^3 \sqrt{\eta_{\text{м}}}$.

Приняв во внимание, что связь подачи насоса с эквивалентным гидросопротивлением $R_{\text{э}}$ системы потребителей для турбулентного режима течения жидкости имеет вид $p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{п}} = R_{\text{э}} Q_{\text{н}}^2$, а также $Q_{\text{н}} = Q_{\text{р}} + Q_{\text{м}}$, после алгебраических преобразований данных соотношений с учетом выражений для составляющих расходов через гидросопротивления $R_{\text{р}}$ и $R_{\text{м}}$ получим:

$$Q_{\text{н}} = \sqrt{\frac{\Delta p}{R_{\text{р}}}} + \sqrt{\frac{\Delta p}{R_{\text{м}}}} \quad \text{и} \quad R_{\text{э}} = \frac{R_{\text{р}} R_{\text{м}}}{R_{\text{р}} + R_{\text{м}} + 2\sqrt{R_{\text{р}} R_{\text{м}}}}.$$

Подстановка чисел дает:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{о.м}} = \eta_{\text{гм.м}} = \sqrt{0,9} = 0,949; R_{\text{м}} = 2,256 \cdot 10^{13} \text{ Нс}^2/\text{м}^8; R_{\text{э}} = 3,143 \cdot 10^{12} \text{ Нс}^2/\text{м}^8; \\ p_{\text{н}} = 12,572 \text{ Па}; M_{\text{м}} = 467,4 \text{ Нм}; Q_{\text{м}} = 44,43 \text{ л/мин}; Q_{\text{р}} = 75,57 \text{ л/мин}; \\ \omega = 17,65 \text{ рад/с}; N_{\text{м}} = M_{\text{м}} \omega = 8249,6 \text{ Вт}; N_{\text{р}} = (p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{п}}) Q_{\text{р}} = 15582,5 \text{ Вт}; \\ N_{\text{н}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}} = 25144 \text{ Вт}; C_{\text{э}} = 0,04 \cdot 24 \frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{э}}} = 30,48 \text{ у.е.} \end{aligned}$$

Очевидно, что предохранительный клапан должен быть настроен на давление открытия, несколько превышающее найденное давление в напорной гидролинии системы.

Задача 2.10. Задача связана с определением ряда параметров и характеристик насоса, работающего в режиме, который считается паспортным, т. е. оптимальным по энергетическим показателям. Используя известные из теории объемно-роторных гидромашин соотношения для выходной (гидравлической) мощности $N_{\text{н1}}$, входной (механической или потребляемой насосом) мощности $N_{\text{н1}}^{\text{вх}}$, полного КПД $\eta_{\text{н1}}$, угловой скорости вращения вала $\omega_{\text{н1}}$, общих (суммарных) потерь мощности насоса $\Delta N_{\text{н1}}$, для заданного «первого» режима имеем:

$$N_{\text{н1}} = p_{\text{н1}} Q_{\text{н1}}; N_{\text{н1}}^{\text{вх}} = N_{\text{э1}}^{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{эд}}; \eta_{\text{н1}} = \frac{N_{\text{н1}}}{N_{\text{н1}}^{\text{вх}}}; \omega_{\text{н1}} = \frac{\pi n_{\text{н1}}}{30}; \Delta N_{\text{н1}} = N_{\text{н1}}^{\text{вх}} - N_{\text{н1}}.$$

Тот факт, что потери мощности в объемно-роторной гидромашине обусловлены, главным образом, потерями на вязкое трение $\Delta N_{\text{вт}}$ и объемными потерями (в основном, перетечками жидкости) $\Delta N_{\text{оп}}$, а также то, что рассматривается паспортный режим работы насоса, позволяет установить связь между суммарными (для данного оптимального режима) потерями мощности $\Delta N_{\text{н1}}$ и составляющими потерями следующим образом [7]:

$$\Delta N_{\text{н1}} = \Delta N_{\text{вт.1}} + \Delta N_{\text{оп.1}} = 2\Delta N_{\text{вт.1}} = 2\Delta N_{\text{оп.1}}.$$

После подстановки численных значений величин для данного режима работы насоса получим $\Delta N_{\text{н1}} = 5,35$ кВт, причем очевидно, что $\Delta N_{\text{оп.1}} = \Delta N_{\text{вт.1}} = 2,675$ кВт.

Тогда расход объемных потерь $q_{\text{оп.1}}$, теоретическая подача насоса $Q_{\text{н1}}^{\text{T}}$, приведенный к валу гидромашин и учитывающий все потери вязкого трения суммарный момент трения $M_{\text{н1}}^f$, теоретический момент на валу насоса $M_{\text{н1}}^{\text{T}}$, объемный $\eta_{\text{о1}}$ и гидромеханический (вязкого трения) $\eta_{\text{гм.1}}$ КПД насоса, а также объемная постоянная гидромашин V_0 могут быть найдены из следующих выражений [7]:

$$q_{\text{оп.1}} = \frac{\Delta N_{\text{оп.1}}}{p_{\text{н1}}}; Q_{\text{н1}}^{\text{T}} = Q_{\text{н1}} + q_{\text{оп.1}}; M_{\text{н1}}^f = \frac{\Delta N_{\text{вт.1}}}{\omega_{\text{н1}}}; V_0 = \frac{Q_{\text{н1}}^{\text{T}}}{n_{\text{н1}}}; M_{\text{н1}}^{\text{T}} = \frac{V_0}{2\pi} p_{\text{н1}};$$

$$M_{\text{н1}} = M_{\text{н1}}^{\text{T}} + M_{\text{н1}}^f; \eta_{\text{о1}} = \frac{Q_{\text{н1}}}{Q_{\text{н1}}^{\text{T}}}; \eta_{\text{гм.1}} = \frac{\eta_{\text{н1}}}{\eta_{\text{о1}}}.$$

Задача 2.11. Решение вопросов, поставленных в этой задаче, требует пересчета параметров и характеристик на новые, отличающиеся от оптимальных, условия эксплуатации. Как правило, алгоритм решения включает несколько стадий, первой из которых является определение, так называемых, «конструктивно-технологических констант» (констант индивидуальности) гидромашин K_1, K_2 на основании известных данных по какому-либо режиму, а последующие стадии направлены на нахождение искомых параметров и (или) характеристик на других режимах работы.

В соответствии с известной связью констант с составляющими потерь мощности объемно-роторной гидромашин имеем [1, 7]:

$$k_{\omega} = \frac{\Delta N_{\text{вт}}}{\mu_{\text{ж}} \omega_{\text{н}}^2}; k_q = \frac{\Delta N_{\text{оп}} \mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{н}}^2},$$

где $\mu_{\text{ж}}$ — динамическая вязкость жидкости, связанная с кинематической вязкостью $\nu_{\text{ж}}$ и плотностью $\rho_{\text{ж}}$ известным соотношением [5]: $\mu_{\text{ж}} = \rho_{\text{ж}} \nu_{\text{ж}}$.

Тогда для известного паспортного режима работы гидромашин на жидкости, имеющей оптимальную вязкость, при подстановке

$$\Delta N_{\text{оп}} = \Delta N_{\text{оп.1}}; \Delta N_{\text{вт}} = \Delta N_{\text{вт.1}}; \nu_{\text{ж}} = \nu_{50}; \omega_{\text{н}} = \omega_{\text{н1}}; p_{\text{н}} = p_{\text{н1}},$$

а также с учетом численных значений величин, получим $k_{\omega} = 3,34$ м³ и $k_q = 8,78 \cdot 10^{-14}$ м³.

Кинематическая вязкость жидкости для нового, отличающегося от оптимального, режима работы насоса, определяется по приведенной в условии задачи формуле и составляет:

$$v_{70} = v_{50} \left(\frac{50}{70} \right)^{2,5} = 20 \left(\frac{50}{70} \right)^{2,5} = 8,62 \text{ сСт}.$$

Используя найденные константы и их связь с составляющими потерь мощности для интересующего — высокотемпературного режима работы насоса получим:

$$\Delta N_{\text{оп.2}} = \frac{k_q \rho_{\text{ж}}^2}{v_{70} \rho_{\text{ж}}} = 12,416 \text{ кВт}; \Delta N_{\text{вт.2}} = k_{\omega} v_{70} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{н2}}^2 = k_{\omega} v_{70} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{н1}}^2 = 2,306 \text{ кВт}.$$

Полученный результат легко объясним с физической точки зрения, поскольку рост температуры жидкости приводит к снижению ее вязкости, т. е. увеличению расхода объемных потерь. С другой стороны, снижение вязкости жидкости уменьшает вязкое трение в гидромашине, что иллюстрируется снижением гидромеханических (так называемых вязкостных) потерь. Суммарные же потери мощности $\Delta N_{\text{н2}}$ возрастают и составляют для новой температуры жидкости $t_{\text{ж2}} = +70 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\Delta N_{\text{н2}} = \Delta N_{\text{оп.2}} + \Delta N_{\text{вт.2}} = 12,416 + 2,306 = 14,722 \text{ кВт},$$

что, конечно, больше общих потерь мощности $\Delta N_{\text{н1}}$ для паспортного (оптимального) режима.

Расход объемных потерь и фактическая подача насоса при температуре $t_{\text{ж2}} = +70 \text{ }^\circ\text{C}$ определяется следующим образом:

$$q_{\text{оп.2}} = \frac{\Delta N_{\text{оп.2}}}{p_{\text{н2}}} = \frac{\Delta N_{\text{оп.2}}}{p_{\text{н1}}} = 23,28 \text{ л/мин}; Q_{\text{н2}} = Q_{\text{н2}}^T - q_{\text{оп.2}} = 236,72 \text{ л/мин}.$$

Таким образом, повышение объемных потерь, имеющее место для более горячей и, следовательно, менее вязкой жидкости, приведет к недополучению гидросистемой работа подачи по сравнению с ожидаемым, т. е. паспортным значением ($Q_{\text{н2}} < Q_{\text{н1}}$). Для компенсации повышенных объемных потерь следует либо заменить насос (что обычно представляется нерациональным и поэтому не рассматривается), либо увеличить частоту (угловую скорость) вращения ротора имеющегося насоса до величины

$$n_{\text{н2}} = \frac{Q_{\text{н1}} + q_{\text{оп.2}}}{V_0}; \omega_{\text{н2}} = \frac{\pi n_{\text{н2}}}{30},$$

что после подстановки численных значений дает $n_{\text{н2}} = 3099,8 \text{ об/мин}$ и $\omega_{\text{н2}} = 324,45 \text{ рад/с}$.

Возрастание скорости вращения ротора вызовет увеличение и мощности потерь вязкого трения, которые могут быть найдены следующим образом:

$$\Delta N_{\text{вт.2}} = k_{\omega} v_{70} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{н2}}^2 = 2,546 \text{ кВт}.$$

Тогда теоретическая подача $Q_{\text{н2}}^T$, полные потери мощности $\Delta N_{\text{н2}}$, входная мощность насоса $N_{\text{н2}}^{\text{вх}}$, полный $\eta_{\text{н2}}$, гидромеханический $\eta_{\text{гм.2}}$ и объемный η_{02}

КПД, момент трения M_{H2}^f и фактический момент на валу насоса M_{H2} , а также потребляемая от электрической сети мощность $N_{э2}^{BX}$ для данного режима определяются следующим образом:

$$\begin{aligned}\Delta N_{H2} &= \Delta N_{оп.2} + \Delta N_{вт.2} = 14,962 \text{ кВт}; \infty \\ N_{H2}^{BX} &= N_{H2} + \Delta N_{H2} = 148,262 \text{ кВт}; \\ Q_{H2}^T &= V_0 n_{H2} = 273,28 \text{ л/мин} \\ \eta_{H2} &= \frac{N_{H2}}{N_{H2}^{BX}} = 0,899; \eta_{о2} = 1 - \frac{q_{оп.2}}{Q_{H2}^T} = 0,915; \eta_{гм.2} = \frac{\eta_{H2}}{\eta_{о2}} = 0,983; \\ M_{H2}^f &= \frac{\Delta N_{вт.2}}{\omega_{H2}} = 7,85 \text{ Нм}; M_{H2} = M_{H2}^T + M_{H2}^f = M_{H1}^T + M_{H2}^f = 457,07 \text{ Нм}; \\ N_{э2}^{BX} &= \frac{N_{H2}^{BX}}{\eta_{эд}} = 164,74 \text{ кВт}.\end{aligned}$$

Формула для определения расходов на оплату электроэнергии насоса, работающего круглосуточно в течение z_d рабочих дней, имеет вид:

$$C_э = 24 \cdot C_{т.э} N_{э}^{BX} z_d,$$

что применительно к штатному (оптимальному) режиму ($N_{э1}^{BX} = 160 \text{ кВт}$) позволяет получить численное значение затрат: $C_{э1} = 95\,846,4 \text{ у.е.}$, а при эксплуатации без теплообменного аппарата: $C_{э2} = 98\,685,8 \text{ у.е.}$

Таким образом, дополнительные затраты на оплату электроэнергии вследствие эксплуатации насоса на режиме, отличающемся от паспортного (оптимального) за год составят:

$$\Delta C_э = C_{э2} - C_{э1} = 2839,4 \text{ у.е.}$$

Цена частотного преобразователя, определяемая из условия передачи на приводящий электродвигатель мощности, составит:

$$C_{чп} = C_{чп/N} N_{эд}^{BX} = 11\,531,8 \text{ у.е.}$$

Тогда суммарные расходы на оплату электроэнергии и стоимости приобретения частотного преобразователя окажутся равными:

$$\Delta C_{э,чп} = \Delta C_э + C_{чп} = 14\,371,2 \text{ у.е.}$$

В то же время из условия задачи следует, что суммарные расходы на приобретение, установку и обслуживание теплообменного аппарата могут быть найдены следующим образом:

$$C_{\Sigma т.а} = C_{та} + C_{т.н} Q_{H2} = 1200 + 625 = 1825 \text{ у.е.}$$

Следовательно, ежегодные фактические убытки Y_r от выполненной «модернизации» гидросистемы робота, связанные с удалением «дорогостоящего» теплообменного аппарата, окажутся равными:

$$Y_r = \Delta C_{э,чп} - C_{\Sigma т.а} = 12\,546,2 \text{ у.е.}$$

Построение графиков $\Delta N_{\text{оп}}(v_t)$, $\Delta N_{\text{вт}}(v_t)$ производится по формулам, приведенным в соответствующих местах текста решения данной задачи с учетом зависимости вязкости жидкости от температуры, и не может вызывать каких-либо затруднений.

Задача 2.16. Прежде всего, необходимо определить фактические размерные значения подачи, давления и частоты вращения ротора насоса в интересующих режимах эксплуатации гидромашин. Связь между размерными и относительными безразмерными величинами установлена соотношениями, приведенными на *рис. 2.9*, вследствие чего имеем:

$$Q = \bar{Q} \cdot Q^{\text{max}}; Q^{\text{T}} = \bar{Q}^{\text{T}} \cdot Q^{\text{max}}; p = \bar{p} \cdot p^{\text{max}}; n = \bar{n} \cdot n^{\text{max}},$$

где Q^{T} — теоретическая подача насоса в рассматриваемом режиме, соответствующем безразмерной подаче \bar{Q}^{T} .

Тогда для режима работы насоса с наибольшим полным КПД (условно — в оптимальном режиме), а также режимов А и Б в соответствии с *рис. 2.9* получим (для области с наибольшим полным КПД взяты средние значения, а КПД режима Б определен как среднеарифметическое значение коэффициентов полезного действия соседних изолиний):

$$\bar{Q}^{\text{opt}} = 0,35; \bar{Q}^{\text{T}} = 0,38; \bar{p}^{\text{opt}} = 0,42; \bar{n}^{\text{opt}} = 0,38; \eta^{\text{max}} = 0,80;$$

$$\bar{Q}^{\text{A}} = 0,40; \bar{Q}^{\text{T.A}} = 0,45; \bar{p}^{\text{A}} = 0,90; \bar{n}^{\text{A}} = 0,45; \eta^{\text{A}} = 0,75;$$

$$\bar{Q}^{\text{B}} = 0,90; \bar{Q}^{\text{T.B}} = 0,92; \bar{p}^{\text{B}} = 0,42; \bar{n}^{\text{B}} = 0,92; \eta^{\text{B}} = 0,69.$$

Таким образом, численные значения параметров есть:

$$Q^{\text{opt}} = 0,35 \cdot 125 = 43,75 \text{ л/мин}; Q^{\text{T.opt}} = 0,38 \cdot 125 = 47,5 \text{ л/мин};$$

$$p^{\text{opt}} = 0,42 \cdot 32 = 13,44 \text{ МПа}; n^{\text{T.opt}} = 0,38 \cdot 2950 = 1121 \text{ об/мин};$$

$$Q^{\text{A}} = 0,40 \cdot 125 = 50 \text{ л/мин}; Q^{\text{T.A}} = 0,45 \cdot 125 = 56,25 \text{ л/мин};$$

$$p^{\text{A}} = 0,90 \cdot 32 = 28,80 \text{ МПа}; n^{\text{T.A}} = 0,45 \cdot 2950 = 1327,5 \text{ об/мин};$$

$$Q^{\text{B}} = 0,90 \cdot 125 = 112,5 \text{ л/мин}; Q^{\text{T.B}} = 0,92 \cdot 125 = 115 \text{ л/мин};$$

$$p^{\text{B}} = 0,42 \cdot 32 = 13,44 \text{ МПа}; n^{\text{T.B}} = 0,92 \cdot 2950 = 2714 \text{ об/мин}.$$

Определение объемного η_o , гидромеханического $\eta_{\text{ГМ}}$ КПД, объемных потерь $q_{\text{оп}}$, приведенного к валу насоса момента сил трения M^f , потерь мощности $\Delta N_{\text{оп}}$, обусловленных утечками и перетечками жидкости, а также силами трения $\Delta N_{\text{вт}}$, общих потерь ΔN , полезной N и входной $N_{\text{вх}}$ мощности гидромашин осуществляется по известным из теории объемно-роторных гидромашин формулам:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q^{\text{T}}}; \eta_{\text{ГМ}} = \frac{\eta}{\eta_o}; q_{\text{оп}} = Q^{\text{T}} - Q; \Delta N_{\text{оп}} = q_{\text{оп}} p; \Delta N_{\text{ГМ}} = \Delta N - \Delta N_{\text{оп}};$$

$$N = Q p; N_{\text{вх}} = N \eta^{-1}; \Delta N = N_{\text{вх}} - N; M^f = \frac{\Delta N_{\text{ГМ}}}{\omega},$$

где ω — угловая скорость вращения вала насоса, связанная с частотой вращения n формулой $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

В приведенных выражениях не учитывается давление во всасывающей гидрوليнии насоса, поскольку его значение существенно меньше напорного давления.

Расчитанные численные значения параметров насоса для интересующих режимов работы машины сведены в *табл. 7.1*.

Таким образом, несмотря на примерно одинаковую полезную (выходную) мощность насоса в режимах А и Б, потребные (входные) мощности существенно различаются. При оптимальном проектировании гидросистемы следовало бы подобрать различные приводные электродвигатели. Однако серийно выпускаемые асинхронные машины имеют мощности 30 кВт (для двигателя 4А180М2У3) и 37 кВт (для двигателя 4А200М2У3) [12]. Поэтому с целью унификации гидросистемы следует рекомендовать применение одинакового электродвигателя большей мощности для обоих блоков гидросистемы робота.

Таблица 7.1

Режим работы насоса	Параметры насоса								
	η_o	$\eta_{гм}$	$q_{оп}$	N	$N_{вх}$	ΔN	$\Delta N_{оп}$	$\Delta N_{гм}$	M_f
			л/мин	Вт	Вт	Вт	Вт	Вт	Нм
оптимальный	0,92	0,87	3,75	9800	12 250	2450	840	1610	13,71
А	0,89	0,84	6,25	24 000	32 000	8000	3000	5000	35,97
Б	0,98	0,70	2,50	25 200	36 522	11 322	560	10 762	37,87

Нахождение объемной постоянной насоса V_0 не представляет затруднений в силу известной связи этой величины с теоретической подачей машины $Q^т$ и частотой вращения ротора n : $V_0 = \frac{Q^т}{n}$.

При подстановке чисел для какого-либо режима с известными параметрами, например, для ненагруженного насоса ($p = 0$) и максимальной скорости вращения ротора имеем (см. *рис. 2.9*) $Q = Q^{max} =$

$$= 125 \text{ л/мин}, n = n^{max} = 2950 \text{ об/мин и, следовательно, } V_0 = \frac{125000}{2950} = 42,37 \text{ см}^3.$$

Определение конструкционно-технологических констант с узко-прикладной точки зрения — разработки конкретной гидросистемы — может показаться излишним, так как имеется универсальная характеристика гидромашины. Однако эти константы позволяют качественным и количественным образом оценивать энергетические характеристики насоса на других режимах работы, в частности, при разных значениях вязкости жидкости, что часто бывает при изменении ее температуры.

Для установления связи составляющих потерь мощности с конструкционно-технологическими константами k_q , k_ω , динамической вязкостью жидкости μ и параметрами режима работы машины — давлением p и угловой скоростью вращения вала ω необходимо сформировать модель потерь энергии в объемно-роторной гидромашине, что представляет весьма сложную научно-исследовательскую задачу. Поэтому часто в практических расчетах используют общепринятые выражения, дающие приемлемую точность и быстроту вычислений [1, 7]:

$$\Delta N_{оп} = k_q \frac{p^2}{\mu}; \Delta N_{гм} = k_\omega \omega^2 \mu.$$

Тогда применительно к условно оптимальному режиму имеем:

$$k_q = \frac{\Delta N_{\text{оп}}^{\text{opt}} \mu}{(p^{\text{opt}})^2}; k_{\omega} = \frac{\Delta N_{\text{ГМ}}^{\text{opt}}}{\mu \omega^2},$$

откуда после подстановки численных значений получим (вычисления опущены): $k_q = 1,26 \cdot 10^{-13} \text{ м}^3$; $k_{\omega} = 4,18 \text{ м}^3$.

Читателю предлагается самостоятельно построить графики зависимости объемных потерь мощности и потерь, обусловленных силами трения в гидромашине, как функций динамической вязкости рабочей жидкости, а также ответить на вопрос об изменении координат точек режимов на универсальной характеристике насоса с изменением температуры.

Задача 3.1. Решение задачи следует начинать «с конца», т. е. с определения параметров и характеристик гидромотора, приводящего во вращение бор.

Полагая, что все зубья бора нагружены одинаково, потребный момент для его вращения определяется очевидным образом:

$$M_{\text{м}} = zR \frac{D}{2} = 20 \cdot 1500 \frac{0,45}{2} = 6750 \text{ Нм},$$

где z — число зубьев бора, R — усилие резания, приходящееся на один зуб.

Тогда мощность, необходимая для вращения бора (выходная мощность гидромотора привода) $N_{\text{м}}$, входная (потребляемая) мощность гидромотора $N_{\text{м}}^{\text{ВХ}}$ могут быть найдены на основании заданной частоты вращения бора $n_{\text{б}}$, полного $\eta_{\text{м}}$ и объемного $\eta_{\text{о.м}}$ КПД гидромотора по известным формулам из теории объемно-роторных гидромашин [1, 7]:

$$N_{\text{м}} = M_{\text{м}} \omega_{\text{м}} = M_{\text{м}} \frac{\pi n_{\text{б}}}{30} = 6750 \cdot \frac{120 \pi}{30} = 84780 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{м}}^{\text{ВХ}} = N_{\text{м}} \frac{1}{\eta_{\text{м}}} = \frac{84780}{0,85} = 99741 \text{ Вт};$$

$$M_{\text{м}}^{\text{Т}} = M_{\text{м}} \frac{1}{\eta_{\text{ГМ.м}}} = M_{\text{м}} \frac{\eta_{\text{о.м}}}{\eta_{\text{м}}} = 6750 \cdot \frac{0,95}{0,85} = 7544 \text{ Нм},$$

где $\omega_{\text{м}}$ — угловая скорость вращения бора (вала гидромотора), $\eta_{\text{ГМ.м}}$ — гидромеханический КПД гидромотора, $M_{\text{м}}^{\text{Т}}$ — теоретический момент, развиваемый гидромотором.

Поскольку сливное давление гидромотора считается пренебрежимо малым (не указано в исходных данных к задаче), то перепад давлений $\Delta p_{\text{м}}$, используемый этой гидромашинной для создания момента на выходном валу, равен входному давлению $p_{\text{м}}$, которое соответствует давлению настройки предохранительного клапана $p_{\text{кл}}$ за вычетом потерь давления $\Delta p_{\text{ГЛ}}$ в соединительной гидролинии. Это позволяет определить $p_{\text{м}}$, объемную постоянную гидромотора $V_{\text{о.м}}$, объемную постоянную $V_{\text{о.м}}^*$ на один радиан поворота его вала, теоретический $Q_{\text{м}}^{\text{Т}}$ и фактический $Q_{\text{м}}$ расходы жидкости, проходящей через гидромотор:

$$p_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} = p_{\text{кл}} - \Delta p_{\text{ГЛ}} = 32 - 1,5 = 30,5 \text{ МПа};$$

$$V_{0,м}^* = \frac{V_{0,м}}{2\pi} = \frac{M_M^T}{\Delta p_M} = \frac{7544}{30,5 \cdot 10^6} = 247,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{рад}}; V_{0,м} = 2\pi V_{0,м}^* = 1553,3 \text{ см}^3;$$

$$Q_M^T = V_{0,м} n_6 = 1553,3 \cdot 10^{-3} \cdot 120 = 186,4 \frac{\text{л}}{\text{мин}}; Q_M = \frac{Q_M^T}{\eta_{0,м}} = \frac{186,4}{0,95} = 196,2 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Так как объемных потерь жидкости в соединительной гидролинии между насосом и гидромотором нет, то фактическая подача насоса Q_H равна Q_M . Это позволяет рассчитать теоретическую подачу Q_H^T , объемную постоянную $V_{0,н}$, выходную (гидравлическую) мощность N_H , входную (потребляемую) мощность $N_H^{\text{ВХ}}$ насоса, теоретический M_H^T и фактический M_H моменты на валу насоса, потребляемую приводным электродвигателем насоса электрическую мощность $N_{\text{ЭД}}^{\text{ВХ}}$, потери мощности ΔN и полный КПД всего привода (с электродвигателем) η следующим образом [7, 12]:

$$Q_H^T = \frac{Q_H}{\eta_{0,н}} = \frac{196,2}{0,95} = 206,5 \frac{\text{л}}{\text{мин}}; N_H = Q_H p_{\text{ккл}} = \frac{196,2 \cdot 10^{-3}}{60} 32 \cdot 10^6 = 104\,640 \text{ Вт};$$

$$N_H^{\text{ВХ}} = \frac{N_H}{\eta_H} = \frac{104\,640}{0,85} = 123\,106 \text{ Вт}; N_{\text{ЭД}}^{\text{ВХ}} = \frac{N_H^{\text{ВХ}}}{\eta_{\text{ЭД}}} = \frac{123\,106}{0,89} = 138\,321 \text{ Вт};$$

$$\Delta N = N_{\text{ЭД}}^{\text{ВХ}} - N_M = 138\,321 - 84\,780 = 53\,541 \text{ Вт}; \eta = \frac{N_M}{N_{\text{ЭД}}^{\text{ВХ}}} = \frac{84\,780}{138\,321} = 0,613;$$

$$M_H = \frac{N_H^{\text{ВХ}}}{\omega_H} = \frac{30 N_H^{\text{ВХ}}}{n_H \pi} = \frac{30 \cdot 123\,106}{2950 \pi} = 398,7 \text{ Нм}; V_{0,н} = \frac{Q_H^T}{n_H} = \frac{206,5 \cdot 10^3}{2950} = 70 \text{ см}^3;$$

$$M_H^T = M_H \eta_{\text{ГМ,н}} = M_H \frac{\eta_H}{\eta_{0,н}} = 398,7 \frac{0,85}{0,95} = 356,7 \text{ Нм},$$

где η_H , $\eta_{0,н}$, $\eta_{\text{ГМ,н}}$ — соответственно полный, объемный и гидромеханический КПД насоса, n_H — частота вращения вала насоса.

Для указанного в условии тарифа затраты на оплату электроэнергии за одну 12-часовую смену работы такого привода составят:

$$C = C_0 T N_{\text{ЭД}}^{\text{ВХ}} = 0,05 \cdot 12 \cdot 138,321 = 82,99 \text{ у.е.}$$

Решение данной задачи при учете подпорного давления, разности высот установки гидромашин, а также в том случае, если работа клапана, ограничивающего напорное давление, будет осуществляться в режиме переливного, читателю предлагается выполнить самостоятельно.

Задача 3.7. Для приведенной на рис. 3.9 схемы гидропривода транспортера движение ленты в ту или иную сторону возможно только при работе одного из гидромоторов в режиме нагрузки, что и создает необходимое усилие натяжения ленты даже без размещения на транспортере какого-либо перемещаемого груза. Поскольку это усилие натяжения ленты не может превышать тяговых возможностей гидромотора с меньшей объемной постоянной (для указанного на рис. 3.9 направления движения ленты транспортера — М2),

то в силу известной связи момента на валу объемно-роторной гидромашины с его объемной постоянной и перепадом давлений, получим:

$$M_2 = V_{0.2}^* \Delta p_2 \eta_{\text{ГМ.2}} = \frac{V_{0.2}}{2\pi} (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}) \eta_{\text{ГМ.2}} = \frac{DR_{\text{н}}}{2},$$

где M_2 — момент, развиваемый ГМ2, $V_{0.2}^*$ — объемная постоянная М2, приведенная к повороту его вала на один радиан, D — диаметр шкива, $R_{\text{н}}$ — усилие натяжения ленты, Δp_2 — перепад давлений на ГМ2, $p_{\text{н}}$, $p_{\text{сл}}$ — соответственно напорное и сливное давление в системе, $\eta_{\text{ГМ.2}}$ — гидромеханический КПД М2.

С учетом известной связи между полным η , объемным η_0 и гидромеханическим $\eta_{\text{ГМ}}$ КПД, определяемой соотношением

$$\eta = \eta_0 \eta_{\text{ГМ}},$$

получим применительно к ГМ2

$$\eta_{\text{ГМ.2}} = \frac{\eta_2}{\eta_{0.2}} = \frac{0,86}{0,96} = 0,896,$$

где η_2 , $\eta_{0.2}$, $\eta_{\text{ГМ.2}}$ — соответственно полный, объемный и гидромеханический КПД ГМ2.

Тогда объемная постоянная ГМ2, приведенная к радиану поворота вала этой гидромашины, может быть найдена по формуле:

$$V_{0.2}^* = \frac{DR_{\text{н}}}{2\Delta p_2 \eta_{\text{ГМ.2}}} = \frac{DR_{\text{н}}}{2(p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}) \eta_{\text{ГМ.2}}} = \frac{0,2 \cdot 1200}{2(20 - 0,5)10^6 \cdot 0,896} = 6,868 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{рад}}$$

и, следовательно, объемная постоянная ГМ2 есть

$$V_{0.2} = 2\pi V_{0.2}^* = 43,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 43,13 \text{ см}^3.$$

С другой стороны, тяговое усилие на ленте $R_{\text{т}}$ связано с моментами M_1 и M_2 , развиваемыми гидромоторами, следующим образом:

$$M_1 - M_2 = \frac{DR_{\text{т}}}{2} = (V_{0.1}^* \eta_{\text{ГМ.1}} - V_{0.2}^* \eta_{\text{ГМ.2}}) (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}),$$

где $\eta_{\text{ГМ.1}}$ — гидромеханический КПД ГМ1, равный по условию задачи аналогичному КПД ГМ2, $V_{0.1}^*$ — объемная постоянная ГМ1, отнесенная к радиану поворота вала данной гидромашины и определяемая соотношением вида:

$$V_{0.1}^* = V_{0.2}^* + \frac{DR_{\text{т}}}{2(p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}) \eta_{\text{ГМ.1}}}.$$

После подстановки численных данных имеем:

$$V_{0.1}^* = 6,868 \cdot 10^{-6} + \frac{0,2 \cdot 10^4}{2(20 - 0,5)10^6 \cdot 0,896} = 64,102 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{рад}}.$$

Следовательно, объемная постоянная ГМ1 есть

$$V_{0.1} = 2\pi V_{0.1}^* = 402,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 402,56 \text{ см}^3.$$

Поскольку оба гидромотора приводят в движение шкивы одинаковых диаметров, то равны частоты n_1, n_2 и угловые скорости ω_1, ω_2 валов машин:

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{2v}{D} = \frac{2 \cdot 2}{0,2} = 20 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; n_1 = n_2 = \frac{30\omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 20}{\pi} = 191,08 \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

где v — скорость движения ленты транспортера.

Тогда теоретические $Q_{м.1,2}^T$ и фактические $Q_{м.1,2}$ расходы жидкости через данные гидромашин рассчитываются на основании соотношений вида:

$$Q_{м.1}^T = V_{0.1}^* \omega_1 = 64,102 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = 0,001282 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 76,92 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

$$Q_{м.2}^T = V_{0.2}^* \omega_2 = 6,868 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = 0,000137 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 8,24 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

$$Q_{м.1} = \frac{Q_{м.1}^T}{\eta_{0.1}} = \frac{76,92}{0,96} = 8,0125 \frac{\text{л}}{\text{мин}}; Q_{м.2} = Q_{м.2}^T \eta_{0.2} = 8,24 \cdot 0,96 = 7,91 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Выражения, связывающие фактические и теоретические расходы жидкости в гидромашин, различаются, так как первая машина работает в естественном — моторном режиме, а вторая — в насосном. Таким образом, теоретическая и фактическая подачи насоса могут быть найдены с учетом того, что при любом режиме работы привода транспортера один из гидромоторов функционирует как насос (на *рис. 3.9* таким «насосным» гидромотором является второй гидродвигатель):

$$Q_H = Q_{м.1} - Q_{м.2} = 76,92 - 7,91 = 69,01 \frac{\text{л}}{\text{мин}}; Q_H^T = \frac{Q_H}{\eta_{0.H}} = \frac{69,01}{0,96} = 71,885 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Полезная (выходная) мощность привода N , мощность насоса N_H , входная (электрическая) мощность $N_{эл}^{вх}$ электронасосного агрегата, потери мощности всей системы ΔN и ее полный КПД η определяются на основании рассчитанных выше значений величин и известных из условия задачи КПД гидромашин:

$$N = R_T v = 10^4 \cdot 2 = 20\,000 \text{ Вт};$$

$$N_H = Q_H p_H = \frac{71,885 \cdot 10^{-3}}{60} \cdot 20 \cdot 10^6 = 23\,961 \text{ Вт};$$

$$N_{эл}^{вх} = \frac{N_H}{\eta_H \eta_{эд}} = \frac{23\,961}{0,86 \cdot 0,92} = 30\,284,4 \text{ Вт};$$

$$\Delta N = N_{эл}^{вх} - N = 30\,284,4 - 20\,000 = 10\,284,4 \text{ Вт}$$

$$\eta = \frac{N}{N_{эл}^{вх}} = \frac{20\,000}{30\,284,4} = 0,66,$$

где η_H — полный КПД насоса, равный по условию задачи полному КПД гидромотора (ГМ1 или ГМ2).

Задача 3.8. Фактические моменты, развиваемые первым и вторым объемно-роторным гидромотором, определяются через объемные постоянные машины $V_{0.1,2}$, напорное давление p_H , давление настройки подпорного клапана

$p_{сл}$ и гидромеханические КПД моторов $\eta_{ГМ}$ по известному соотношению (см. решение предыдущих задач, а также [1, 7]):

$$M_{1,2} = \frac{V_{0,1,2}}{2\pi} (p_H - p_{сл}) \eta_{ГМ} = \frac{V_{0,1,2}}{2\pi} (p_H - p_{сл}) \frac{\eta_M}{\eta_{о.м}},$$

где $\eta_M, \eta_{о.м}$ — соответственно полный и объемный КПД гидромотора.

После несложных преобразований формула для напорного давления примет вид

$$p_H = \frac{2\pi}{V_{0,1,2} \eta_{ГМ}} M_1 + p_{сл}$$

и, следовательно, выражение для нахождения фактического момента, развиваемого вторым гидромотором, может быть представлено как

$$M_2 = \frac{V_{0,2}}{2\pi} \left(\frac{2\pi}{V_{0,1} \eta_{ГМ}} M_1 + p_H - p_{сл} \right) \eta_{ГМ}.$$

Подстановка численных значений величин позволяет рассчитать гидромеханический КПД мотора и искомый момент M_2 :

$$\eta_{ГМ} = \frac{0,82}{0,95} = 0,863; p_H = \frac{2\pi}{160 \cdot 10^{-6} \cdot 0,863} \cdot 400 + 0,5 \cdot 10^6 =$$

$$= 18,69 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 18,69 \text{ МПа};$$

$$M_2 = \frac{400 \cdot 10^{-6}}{2\pi} \left(\frac{2\pi}{160 \cdot 10^{-6} \cdot 0,863} \cdot 400 + 18,69 \cdot 10^6 - 0,5 \cdot 10^6 \right) \cdot 0,863 = 1000 \text{ Нм}.$$

При пренебрежении потерями энергии в гидролиниях теоретическая подача Q_H^T , выходная (гидравлическая) N_H и входная $N_H^{вх}$ мощности насоса могут быть найдены следующим образом:

$$Q_H^T = \frac{Q_H}{\eta_{о.н}} = \frac{200}{0,98} = 204,08 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

$$N_H = p_H Q_H = 18,69 \cdot 10^6 \frac{200 \cdot 10^{-3}}{60} = 62300 \text{ Вт}; N_H^{вх} = \frac{N_H}{\eta_H} = \frac{62300}{0,86} = 72442 \text{ Вт},$$

где Q_H — фактическая подача насоса, $\eta_{о.н}, \eta_H$ — соответственно объемный и полный КПД насоса.

Так как на каждом гидромоторе имеет место одинаковое падение давлений (равные срабатываемые перепады), то расходы жидкости, проходящей через первый и второй гидромоторы (Q_1 и Q_2 соответственно) связаны с подачей насоса очевидным образом:

$$Q_H = Q_1 + Q_2 = 2Q_1 = 2Q_2.$$

Следовательно,

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_H}{2} = \frac{200}{2} = 100 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

Связь между расходами Q_1, Q_2 , угловыми скоростями ω_1, ω_2 и частотами n_1, n_2 вращения валов гидромоторов определяется известными формулами (см. решения предыдущих задач, а также [7]):

$$\omega_{1,2} = \frac{2\pi}{V_{0.1,2}} Q_{1,2} \eta_{0.м} ; n_{1,2} = \frac{30\omega_{1,2}}{\pi},$$

откуда имеем:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{2\pi}{160 \cdot 10^{-6} \cdot 60} 100 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 62,15 \frac{\text{рад}}{\text{с}} ; \\ \omega_2 &= \frac{2\pi}{400 \cdot 10^{-6} \cdot 60} 100 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 24,86 \frac{\text{рад}}{\text{с}} ; \\ n_1 &= \frac{30 \cdot 62,15}{\pi} = 593,79 \frac{\text{об}}{\text{мин}} ; n_2 = \frac{30 \cdot 24,86}{\pi} = 273,52 \frac{\text{об}}{\text{мин}} . \end{aligned}$$

Выходная (полезная) мощность системы складывается из выходных мощностей первого и второго гидромоторов (N_1 и N_2 соответственно):

$$N = N_1 + N_2 = M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 = 400 \cdot 62,15 + 1000 \cdot 24,86 = 49720 \text{ Вт},$$

а полный КПД η и абсолютные значения потерь мощности ΔN всей системы есть

$$\eta = \frac{N}{N_H^{\text{вх}}} = \frac{49720}{72442} = 0,686 ; \Delta N = N_H^{\text{вх}} - N = 72442 - 49720 = 22722 \text{ Вт}.$$

Затраты на оплату электроэнергии за одну 12-часовую смену работы гидропривода определяются соотношением

$$C = C_0 N_H^{\text{вх}} T \frac{1}{\eta_{эд}},$$

где C_0 — размер тарифа на оплату электроэнергии, T — длительность работы системы, $\eta_{эд}$ — полный КПД электродвигателя насоса.

После подстановки численных значений с учетом требуемых размерностей величин имеем

$$C = 0,04 \cdot 72,442 \cdot 12 \frac{1}{0,82} = 44,16 \text{ у.е.}$$

Задача 3.12. В данном случае (рис. 3.13, а) для имеющихся условий энергоснабжения и нагружения гидропривода требуется найти характерный параметр гидродвигателя, т. е. решить прямую задачу.

Очевидно, что определение частоты вращения вала мотора возможно лишь при известном значении объемной постоянной машины, которая пока неизвестна. Поэтому первоочередным вопросом является нахождение объемной постоянной гидромотора V_0 . При неизменной нагрузке на валу этой машины и имеющемся соотношении, связывающим теоретический момент мотора с перепадом давлений гидромашины, расчет данного параметра не вызывал бы затруднений. Как сказано в условии задачи, рост скорости вращения лопастей смесителя приводит к увеличению момента нагрузки на валу мотора с заданным коэффициентом пропорциональности. При этом момент сил контактного трения сохраняется неизменным для любых скоростей вращения лопастей.

Следовательно, условие баланса моментов на валу мотора при его вращении с неизменной скоростью может быть представлено в виде:

$$M = \frac{V_0}{2\pi} (p_M - p_{сл}) \eta_{ГМ} = M^F + D\omega,$$

где $\eta_{ГМ}$ — гидромеханический КПД мотора.

В то же время из уравнения баланса расходов жидкости имеем:

$$Q = \frac{V_0}{2\pi} \omega \frac{1}{\eta_0},$$

где η_0 — объемный КПД мотора.

Подстановка угловой скорости вала мотора из уравнения расходов в соотношение для моментов дает:

$$\frac{V_0}{2\pi} (p_M - p_{сл}) \eta_{ГМ} = M^F + D \frac{2\pi}{Q V_0} \eta_0.$$

Решение данного уравнения относительно V_0 не представляет затруднений:

$$\begin{aligned} \frac{(p_M - p_{сл}) \eta_{ГМ}}{2\pi} V_0^2 - M^F V_0 - 2\pi D Q \eta_0 &= 0; \\ V_0 &= \frac{M^F \pm \sqrt{(M^F)^2 + 4DQ(p_M - p_{сл})\eta}}{(p_M - p_{сл}) \frac{\eta_{ГМ}}{\pi}}. \end{aligned}$$

После подстановки чисел с учетом того, что машина работает в паспортном режиме и, следовательно, $\eta = \eta_0 \eta_{ГМ}$ получим:

$$V_0 = \frac{100 \pm \sqrt{(100)^2 + 4 \cdot 400 \cdot 0,001 \cdot (20 - 1) \cdot 10^6 \cdot 0,87}}{(20 - 1) \cdot 10^6 \frac{\sqrt{0,87}}{\pi}} = 929,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Из уравнения расходов имеем $\omega = \frac{2\pi Q \eta_0}{V_0}$, откуда после подстановки численных данных имеем: $\omega = \frac{2\pi 0,001 \cdot \sqrt{0,87}}{927,7 \cdot 10^{-6}} = 6,3 \text{ рад/с}.$

Следовательно, частота вращения вала мотора есть

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,3}{\pi} = 60,19 \text{ об/мин}.$$

*Задача 3.17**. Как известно, при наличии насосного управления подача насоса меняется от наибольшей, соответствующей максимальному значению рабочего объема машины (т. е. объема, равного объемной постоянной) до минимальной, необходимой для поддержания работоспособности машины (перетечки жидкости через щелевые зазоры, компенсация утечек и т. п.). Тем самым относительный безразмерный параметр регулирования машины меняется от наибольшего значения $\bar{e}^{\max} = 1$ до наименьшего \bar{e}^{\min} , значение которого и определяет диапазон изменения подачи.

В общем случае, т. е. с учетом снижения подачи насоса вследствие наличия невытесняемого объема жидкости в рабочих камерах насоса (подробнее об этом см. в [1]) выражение для подачи имеет вид (см. обозначения величин в п. 2.1, п. 3.1 учебного пособия и условия задачи) согласно (3.3) имеем:

$$Q = \frac{V_{0H}}{2\pi} \bar{e} \omega_n - k_{оп} (1 + k_V) \Delta p_H,$$

где ω_n — угловая скорость вращения вала (ротора) машины, $k_{оп}$ — приведенный коэффициент объемных потерь в машине, характеризующий все потери, связанные с перетечками и утечками жидкости, k_V — коэффициент учета влияния невытесняемого объема, равный по условию задачи $k_V = 0,4$.

Минимальное значение параметра регулирования соответствует такому состоянию машины, при котором вся подача расходуется на собственные нужды. Следовательно, справедливо соотношение:

$$\frac{V_{0H}}{2\pi} \bar{e}^{\min} \omega_n = k_{оп} (1 + k_V) \Delta p_H,$$

откуда:

$$\bar{e}^{\min} = \frac{2\pi k_{оп} (1 + k_V)}{V_{0H} \omega_n} \Delta p_H.$$

При этом, очевидно, $\omega_n = \frac{\pi n}{30}$, что после подстановки чисел дает: $\omega_n = 151,77$ рад/с.

Коэффициент объемных потерь связан с фактической и теоретической подачей насоса и объемным КПД известным образом:

$$\eta_o = \frac{Q_o}{Q^T} = \frac{Q^T - q_{оп}}{Q^T} = 1 - \frac{k_{оп} (1 + k_V) \Delta p_H}{Q^T} = 1 - \frac{2\pi k_{оп} (1 + k_V) \Delta p_H}{V_{0H} \omega_n \bar{e}}.$$

Из данного соотношения имеем:

$$k_{оп} = \frac{(1 - \eta_o) V_{0H} \omega_n \bar{e}}{2\pi (1 + k_V) \Delta p_H}.$$

Поскольку при изменении подачи насоса за счет \bar{e} меняется объемный КПД машины, требуется найти зависимость $\eta_o(Q)$ или, что тоже самое, зависимость $\eta_o(\bar{e}^{\min})$. На основании универсальной характеристики насоса, показанной на *рис. 3.19*, для $\bar{p} = 0,3$, изменение полного и объемного КПД от относительной подачи или, вследствие указанной в условии задачи линейной зависимости подачи от относительного безразмерного параметра регулирования, может быть представлено в *табл. 7.2*.

Величина	Размерность	Значения величин					
η	б/разм.	0,88	0,86	0,83	0,80	0,68	0,62
η_0	б/разм.	0,93	0,93	0,91	0,89	0,82	0,79
\bar{e}	б/разм.	1,00	0,80	0,60	0,50	0,30	0,20
$k_{оп}$	м ⁵ /Н·с	$7,2 \cdot 10^{-9}$	$6,1 \cdot 10^{-9}$	$5,8 \cdot 10^{-9}$	$5,7 \cdot 10^{-9}$	$5,6 \cdot 10^{-11}$	$5,5 \cdot 10^{-9}$

При этом в соответствии с заданным в условии задачи равенством объемного и гидромеханического КПД имеем $\eta = \eta_{гм} \eta_0 = \eta_0^2$ и, следовательно:

$$\eta_0 = \sqrt{\eta}.$$

Из табл. 7.2 следует, что в основном диапазоне регулирования насоса значение $k_{оп}$ сравнительно неизменно и может быть принято равным $k_{оп} = 6 \cdot 10^{-9}$ м⁵/Н·с. Тогда минимальное значение параметра регулирования насоса в соответствии с приведенной выше формулой и с учетом напорного давления, равного 30 % паспортного значения есть:

$$\bar{e}^{\min} = \frac{2\pi}{63 \cdot 10^{-3} \cdot 151,77} \cdot 6 \cdot 10^{-9} \cdot (1 + 0,4) \cdot 0,3 \cdot 10 \cdot 10^6 = 0,0166.$$

Таким образом, диапазон насосного управления в конкретном гидроприводе составит 1:0,0166 (или 60,2:1) при достаточно высоких показателях экономичности работы машины.

Задача 4.4. При решении этой задачи, как и любой задачи данного раздела, следует воспользоваться рекомендациями по составлению принципиальных гидравлических схем, изложенными в [7, 8].

По условию задачи установка каких-либо регулирующих гидроаппаратов не предусматривается, а значит, гидродвигатель привода потребляет полную подачу насоса. Следовательно, клапан, который всегда устанавливается в напорную гидролинию насоса для его защиты от повышенных давлений (перегрузок), при функционировании системы должен быть полностью закрыт, т. е. работает в режиме предохранительного. Требуемое сочетание скоростей прямого хода $v_{1п}$ и $v_{2п}$, а также скорости обратного хода $v_{ох}$ может быть обеспечено только за счет назначения соответствующего отношения площадей поршня и штока гидроцилиндра Ц, т. е. диаметров этих деталей, а также путем рационального перераспределения потоков рабочей жидкости за счет перекоммутации гидролиний в соответствии с определенными режимами движения выходного звена привода — штока Ц.

Далее, поскольку при выдвигении штока «вправо» (см. рис. 4.4) сначала на расстояние «а» перемещается первый груз, а затем проходят путь «b» одновременно оба груза, то логично предположить, что для указанных режимов движения штока давления в поршневой полости Ц также будут различными, пропорциональными нагрузке, действующей на шток. Это позволяет использовать в качестве управляющего сигнала, переводящего систему из одного скоростного режима движения штока в другой, давление в поршневой полости Ц, что согласуется с требованием по применению именно гидравлических управляющих воздействий.

Из условия задачи также следует, что в составе насосной установки предпочтительно использовать объемно-роторный насос постоянной подачи, отличающийся дешевизной, простотой устройства и надежностью работы. Так как нагрузкой насоса является единственный гидродвигатель, то в соответствии с правилами построения принципиальных гидравлических схем разгрузка насоса, т. е. соединение напорной гидролинии насоса с линией низкого (сливного) давления при выстоях системы (неподвижных положениях штока Ц), вполне возможна. Поскольку перемещение грузов осуществляется в горизонтальной плоскости, а обратный ход совершается без грузов, то реализация последнего движения «самоходом», без использования гидравлической энергии насоса (непосредственно расходуемой на обратное движение штока или заранее запасенной в каком-либо энергонакопителе, например, в гидроаккумуляторе за время совершения штоком прямого хода и при избытке энергии насоса), исключается. Следовательно, разгрузка насоса может быть осуществлена только для неподвижного положения штока (см. рис. 4.4).

Наконец, время нахождения системы в режимах выстоя штока не регламентировано условиями задачи. Тем самым установка каких-либо устройств выдержки определенных промежутков времени не может считаться оправданной и представляется целесообразным ручное управление началом движения (прямого и обратного хода штока).

Изложенные выше соображения должны быть заложены в «идеологию» формирования принципиальной гидравлической схемы привода, что в значительной степени определяет облик будущей системы. Однако даже в случае достаточно простой (с точки зрения реальной инженерной практики) схемотехнической задачи, высокой степени определенности и просматриваемости решения тем не менее сохраняется значительное число вариантов построения схемы, вполне удовлетворяющих всем перечисленным выше требованиям. Эти варианты могут касаться как «второстепенных» вопросов, так и вытекать из соображений унификации, имеющегося комплекта гидроагрегатов, доступного перечня устройств для их закупки, имеющейся квалификации работников и пр. Структурная и параметрическая оптимизации проектной задачи принципиально сложны, поскольку всегда наблюдается информационный дефицит, и не имеют единственного решения; успех зависит от множества трудно учитываемых факторов, сами критерии оптимальности часто меняются во времени, от объекта к объекту и пр. Поэтому дальнейшее решение задачи, изложенное ниже, следует рассматривать только в качестве одного из возможных вариантов.

Поскольку принято ручное управление движением, а состояние штока характеризуется всего тремя режимами (прямого хода, обратного хода и неподвижного положения), то выполнение этих режимов целесообразно осуществить с помощью направляющего распределителя Р1, позволяющего иметь три режима течения рабочей жидкости. В режимах выстоя штока его фиксированное положение может быть обеспечено несимметричными объемами поршневой и штоковой полостей Ц, а разгрузка насоса — соединением напорной линии Р с линией слива. Этим требованиям отвечает распределитель Р1 с ручным управлением типа «4/3», имеющий ГОСТированный номер 14* [11]. Выполнение условия $v_{1п} > v_{2п}$ достигается за счет работы штоковой полости Ц

в «насосном» режиме, а переключение гидролиний в соответствии с гидравлическими управляющими сигналами — за счет установки распределителя P2. В результате этого, а также с учетом соображений по комплектации насосной установки, принципиальная гидравлическая схема привода приобретает вид, показанный на *рис. 7.3*.

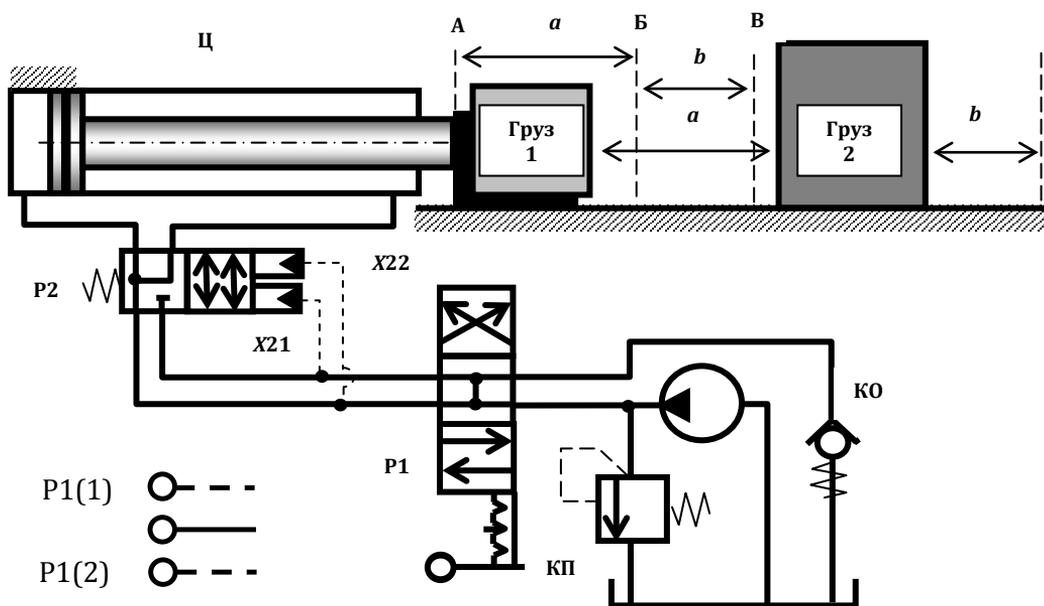


Рис. 7.3

Смещение рукоятки распределителя P1 «вверх» (положение P1(1) на *рис. 7.3*) приводит к соединению напорной линии насоса с поршневой полостью гидроцилиндра и началу движения штока Ц вправо вместе с первым грузом. Указанное движение происходит при сравнительно небольшом давлении в поршневой полости Ц. Поэтому мало и управляющее давление X22 распределителя P2. Вследствие этого расход жидкости, выходящей из штоковой полости Ц, складывается с подачей насоса и поступает в штоковую полость Ц. При соприкосновении двух грузов и последующем их совместном движении вправо нагрузка на шток гидроцилиндра возрастает, увеличивается давление в штоковой полости Ц. Происходит переключение позиции P2 под действием возросшего давления в линии X22. В результате этого в поршневую полость Ц поступает только подача насоса и скорость движения штока снижается, а слив жидкости из штоковой полости Ц. происходит через P2 и обратный клапан сливной гидролинии КО в гидробак. При достижении штоком с грузами крайнего правого положения, оператор устанавливает ручку P1 в среднее положение, полости Ц запираются, напорная линия насоса соединяется через КО с гидробаком, чем достигается разгрузка насоса в режимах выстоя штока гидроцилиндра.

В случае переключения рукоятки P1 на реверс (положение P1(2) на *рис. 7.3*) вся подача насоса поступает в штоковую полость Ц, давление в этой полости на всем пути реверса будет определяться трением в уплотнениях поршня и штока гидродвигателя, поддона и гидросопротивлениями трубо-

проводов и гидроаппаратуры. Тем самым данное давление окажется больше, чем давление в штоковой полости Ц для режимов прямого хода, когда оно определялось гидросопротивлением линий и аппаратуры. Следовательно, при реверсе штока гидравлический управляющий сигнал X21, пропорциональный давлению в штоковой полости Ц, переключит P2, что и обеспечит обратное движение штока со скоростью v_{ox} . Циклограмма работы привода, приведена на рис. 7.4.

Наименование перехода в цикле	Вид движения и скорости выходного звена Ц	Распределители и сигналы управления			
		P1(1)	P1(2)	X22	X21
1. Исходное положение					
2. Перемещение «вправо» первого груза					
3. Перемещение «вправо» обоих грузов					
4. Выстой звена					
5. Обратный ход подвижного звена «влево» без грузов					
6. Исходное положение					

Рис. 7.4

Обозначив через Q_n подачу насоса; k_d — отношение диаметра штока $D_{ш}$ к диаметру поршня $D_{п}$ цилиндра; R_1, R_2 — нагрузки, действующие на шток при движении «вправо» соответственно с первым грузом и двумя грузами, можно записать выражения для скоростей $v_{1п}$, $v_{2п}$ и v_{ox} следующим образом:

$$Q_n + v_{1п} \frac{\pi D_{п}^2}{4} (1 - k_d^2) = v_{1п} \frac{\pi D_{п}^2}{4},$$

откуда имеем

$$v_{1п} = \frac{4Q_n}{\pi D_{п}^2 k_d^2}; \quad v_{2п} = \frac{4Q_n}{\pi D_{п}^2}; \quad v_{ox} = \frac{4Q_n}{\pi D_{п}^2 (1 - k_d^2)}.$$

Таким образом, соотношения абсолютных значений скоростей прямого и обратного хода для разработанной схемы гидропривода определяются из соотношений:

$$\bar{v}_{1-2} = \frac{v_{1п}}{v_{2п}} = \frac{1}{k_d^2}; \quad \bar{v}_{2-0} = \frac{v_{2п}}{|v_{ox}|} = 1 - k_d^2,$$

что для указанного в условии задачи отношения диаметров $k_d = 0,75$ дает $\bar{v}_{1-2} = 1,778$; $\bar{v}_{2-0} = 0,438$.

Циклограмма работы привода показана на *рис. 7.6*.

Как следует из принципиальной гидравлической схемы и циклограммы, в исходном положении насос разгружен, так как его напорная линия через распределителя Р1 соединена с линией слива, а фиксация штока гидроцилиндра Ц обеспечивается односторонним гидрозамком ЗМ. Предохранительный клапан ПК предназначен для защиты насоса в аварийных ситуациях. При нажатии кнопки «Пуск» включается электромагнит Y11 и жидкость через дроссель ДР1, обратный клапан КО1 и гидрозамок поступает в поршневую полость Ц, обеспечивая перемещение штока вверх со скоростью $U_{бп}$.

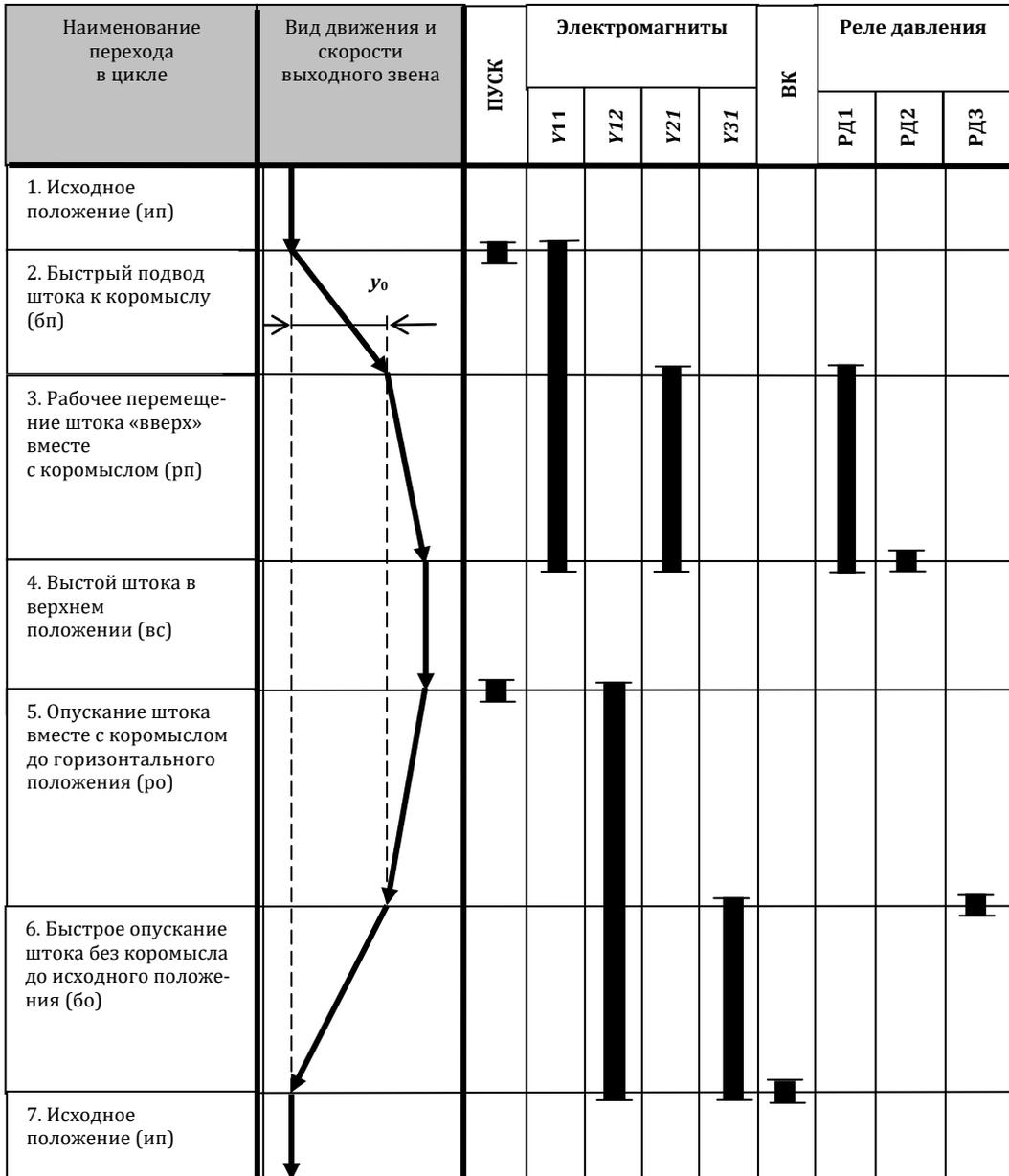


Рис. 7.6

Поскольку усилие, действующее на шток в этом режиме, обусловлено только незначительными силами трения в уплотнениях и постоянно по величине, то давление в штоковой полости Ц мало, а для сохранения постоянной скорости $v_{6п}$ достаточно установить дроссель ДР1. При соприкосновении конической поверхности конца штока с коромыслом усилие, а, следовательно, и давление в поршневой полости Ц существенно возрастает.

Это вызывает срабатывание реле давления РД1, подающего электрический управляющий сигнал на включение электромагнита У21 распределителя Р2. Жидкость начинает поступать в поршневую полость Ц уже через регулятор расхода РР1, поскольку подъем коромысла с грузом происходит с изменяющейся нагрузкой, действующей на шток Ц, а по условию задачи скорость перемещения штока в этом (втором) режиме должна сохраняться неизменной и равной $v_{рп}$.

По окончании подъема груза коромысло нажимает на верхний упор, давление в поршневой полости достигает наибольшего значения, при котором срабатывает реле давления РД2 и отключает магнит У11.

Распределитель Р1 устанавливается в среднее положение, насос разгружается, груз с коромыслом фиксируется в верхнем положении гидрозамком. При вторичном нажатии кнопки «Пуск» срабатывает электромагнит У12 распределителя Р1 и электромагнит У31 распределителя Р3. В результате этого жидкость от насоса через Р1 поступает в штоковую полость Ц, а из поршневой полости через открытый ЗМ, РЗ, регулятор расхода РР2, обратный (подпорный) клапан КО2 и Р1 проходит в бак. Для данного режима давление в поршневой полости значительно, поскольку движение штока совершается с помогающей (отрицательной) нагрузкой, а давление в штоковой полости Ц сохраняется напорным.

Когда коромысло достигнет горизонтального положения, отрицательная нагрузка исчезает, и дальнейшее движение штока вниз происходит уже при меньшем подпорном давлении. Изменение штокового давления вызывает срабатывание реле РД3, которое включает электромагнит У31 распределителя Р3. В результате этого жидкость проходит в бак через дроссель ДР2, что вполне допустимо, поскольку нагрузка при опускании ненагруженного штока неизменна. По окончании движения вниз головка штока становится на упор, срабатывает выключатель ВК и все электромагниты отключаются. Использование двух одинаковых обратных клапанов КО1, КО2 и распределителей Р2, Р3 типа «3/2» повышает степень унификации привода, облегчает комплектацию и ремонт, снижает себестоимость изготовления.

После составления принципиальной гидравлической схемы и циклограммы работы привода поэтапно выполняется расчет его основных параметров и характеристик [7]. На первом этапе расчета рассматривается наиболее нагруженный режим работы, в результате чего определяются параметры гидроцилиндра и регулирующей аппаратуры, обеспечивающей переход 3 (см. рис. 7.6).

Расчетные параметры округляются согласно ГОСТИрованным значениям величин (или в соответствии с каталогами выпускаемых гидроагрегатов, например, по [2, 11]). Затем рассчитываются параметры и подбираются по каталогам гидроаппараты, необходимые для осуществления других режимов работы привода.

Применительно к данной задаче наиболее нагруженным режимом является подъем груза с коромыслом с постоянной скоростью штока u_{pp} . Для такого движения усилие R , действующее на шток Ц, меняется по закону:

$$R = g \left[m_k \left(\frac{l_1}{l_2} + 1 \right) \cos \alpha + m_{ш} \right],$$

где l_1, l_2 — плечи коромысла (см. рис. 7.5), g — ускорение свободного падения.

Подстановка численных значений величин позволяет получить диапазон изменения усилия от максимального R^{\max} , имеющего место при горизонтальном положении коромысла ($\alpha = 0$), до минимального R^{\min} , соответствующего наибольшему углу поворота коромысла $\alpha = \alpha^{\max} = 45^\circ$, а именно: $R^{\max} = 74\,294$ Н и $R^{\min} = 53\,224$ Н (численные выкладки для экономии места не приводятся).

Наибольшее перемещение штока складывается из y_0 и хода, обусловленного поворотом коромысла на угол α^{\max} (см. рис. 7.5):

$$y^{\max} = y_0 + l_2 \sin \alpha^{\max} = 0,1 + 0,3 \sin 45^\circ = 0,312 \text{ м.}$$

В соответствии с правилами расчета дроссельного гидропривода с двухлинейным регулятором расхода РР1, установленным «на входе» в гидродвигатель, площадь поршня Ц определяется по формуле [7]:

$$F = \frac{R^{\max}}{p_n^* - \Delta p_{др.р} - \Delta p_{рк}^{\min} - k p_{сл}^*},$$

где $p_n^*, p_{сл}^*$ — соответственно давление во входной гидролинии РР1 и в гидролинии слива гидроцилиндра Ц (для рассматриваемого режима — из штоковой полости), $\Delta p_{др.р}$ — перепад давлений на дросселе РР1, регламентируемый заводом-изготовителем данного гидроаппарата, $\Delta p_{рк}^{\min}$ — минимально возможный перепад давлений на редукционном клапане РР1, при котором еще сохраняется работоспособность регулятора (также указывается заводом), k — отношение активных площадей штоковой и поршневой полостей Ц.

Связь p_n^* с напорным давлением насоса $p_n = 16$ МПа и $p_{сл}^*$ — с давлением открытого гидробака p_6 определяется величинами гидравлических потерь на направляющих гидроаппаратах и в самих соединительных гидролиниях. Согласно разработанной принципиальной схеме и условиям задачи имеем

$$p_n^* = p_n - z_1 \Delta p_{на} - z_2 \Delta p_{л} = 16 - 4 \cdot 0,1 - 6 \cdot 0,05 = 15,3 \text{ МПа};$$

$$p_{сл}^* = p_6 + z_3 \Delta p_{на} + z_4 \Delta p_{л} = 0 + 0,1 + 2 \cdot 0,05 = 0,2 \text{ МПа},$$

где z_1, z_3 — число направляющих гидроаппаратов соответственно в напорной и сливной гидролиниях привода для рассматриваемого режима, $\Delta p_{на}, \Delta p_{л}$ — потери давления на каждом направляющем аппарате и на каждом участке гидролинии, z_2, z_4 — количество участков соответственно напорной и сливной гидролиний, p_6 — давление в баке.

Приняв согласно [11] для серийно выпускаемых регуляторов $\Delta p_{др.р} = 0,2$ МПа и $\Delta p_{рк}^{\min} = 0,12$ МПа, получим [7]:

$$F = \frac{74294}{(15,3 - 0,2 - 0,12 - 0,75 \cdot 0,2)10^6} = 5009,71 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 50,0971 \text{ см}^2,$$

откуда расчетные значения диаметров поршня и штока определяются известным образом: $D_{п} = 0,07989$ м, $D_{ш} = 0,03997$ м.

Согласно ГОСТ 12447-80 ближайшие значения стандартных диаметров есть $D_{ст.п} = 80$ мм и $D_{ст.ш} = 40$ мм, что соответствует площади штоковой полости $(kF)_{ст} = 37,68$ см² и площади поршня $F_{ст} = 50,24$ см². Из справочной литературы [2, 11] следует, что этим параметрам отвечают одноштоковые гидроцилиндры типа 1-80 × 320 (площадь поршня $F_{ст} = 50,24$ см², активная площадь штоковой полости $(kF)_{ст} = 37,68$ см², полный ход штока $u_{\max} = 320$ мм), изготавливаемые по ОСТ 2 Г29-1-77 (ТУ2-053-1652-83), которые и выбираются для данного привода. Очевидно, что обеспечение нужного хода штока в системе легко достигается установкой соответствующих упоров.

Расходы жидкости, необходимые для движения штока со скоростью $v_{п}$ и $v_{бп}$, могут быть найдены из соотношений:

$$Q_{рп} = v_{рп} F_{ст} = 0,05 \cdot 50,24 \cdot 10^{-4} = 0,0002512 \text{ м}^3/\text{с} = 15,072 \text{ л/мин};$$

$$Q_{бп} = v_{бп} F_{ст} = 0,4 \cdot 50,24 \cdot 10^{-4} = 0,002 \text{ м}^3/\text{с} = 120,58 \text{ л/мин}.$$

Режим рабочего прямого хода штока обеспечивается регулятором МГП55-12М, изготавливаемым по ТУ2-053-1790-86, а режим быстрого прямого хода штока — параллельной установкой двух серийных дросселей типа ПГ77-14 по ТУ 27-20-2205-78 либо одного дросселя с обратным клапаном (стандартное исполнение заводом-изготовителем) типа 62 700 [2, 11].

Первая стадия движения штока вниз из верхнего до горизонтального положения коромысла с грузом происходит со скоростью $v_{ро}$ под действием напорного давления в штоковой полости Ц, а также помогающей нагрузки. Стабилизация скорости $v_{ро}$ для этого режима обеспечена регулятором РР2, установленным в сливной (подпорной) гидролинии Ц. Расход жидкости, проходящей через РР2, определяется очевидным образом:

$$Q_{ро}^п = v_{ро} F_{ст} = 0,1 \cdot 50,24 \cdot 10^{-4} = 0,0005024 \text{ м}^3/\text{с} = 30,144 \text{ л/мин},$$

а расход жидкости, поступающей в штоковую полость, есть

$$Q_{ро}^шт = v_{ро} (kF)_{ст} = 0,1 \cdot 37,68 \cdot 10^{-4} = 0,0003768 \text{ м}^3/\text{с} = 22,608 \text{ л/мин}.$$

При этом давление $p_{ро}$ в поршневой полости Ц, определяемое условием статического равновесия поршня, связано с меняющейся по ходу штока нагрузкой, действующей на шток R, и давлениями в системе, следующим соотношением:

$$R + (p_{н} - z_5 \Delta p_{на} - z_6 \Delta p_{л}) (kF)_{ст} = (p_{ро} + z_7 \Delta p_{на} + z_8 \Delta p_{л}) F_{ст},$$

где z_6, z_8 — число участков соответственно напорной и сливной гидролинии для данного режима работы Ц, z_6, z_7 — количество направляющих гидроаппаратов, установленных соответственно в напорной и сливной гидролиниях Ц.

Из приведенного условия равновесия легко определить наибольшее и наименьшее значения давления p_{po} . Полагая $z_5 = 1$, $z_6 = 2$, $z_7 = 4$ и $z_8 = 6$, имеем $p_{60}^{max} = 25,93$ МПа; $p_{60}^{min} = 9,95$ МПа, что позволяет установить в подпорной гидрوليнии цилиндра такой же регулятор РР2, как и РР1. Очевидно, что дроссель РР2 настраивается на пропускание расхода Q_{po} .

Вторая стадия опускания штока имеет место при нахождении коромысла на упоре, осуществляется под действием напорного давления в штоковой полости, а также неизменной нагрузки, обусловленной массой штока $m_{ш}$. Для стабилизации скорости v_{60} достаточно установить дроссель ДР2, давление $p_{60}^{др}$ перед которым определяется по формуле числом направляющих аппаратов и участков гидрوليний для данного режима (см. рис. 7.5):

$$p_{60}^{др} = \frac{1}{F} (m_{ш}g + p_n - \Delta p_{на} - \Delta p_{л}) (kF)_{ст} - 2\Delta p_{на} - 3\Delta p_{л},$$

что после подстановки численных значений величин дает $p_{60} = 11,54$ МПа. Расход жидкости через ДР2 $Q_{60}^{др}$ и расход жидкости, поступающей в штоковую полость цилиндра $Q_{60}^{шт}$, рассчитываются следующим образом:

$$Q_{60}^{др} = v_{60} F_{ст} = 1,2 \cdot 50,24 \cdot 10^{-4} = 0,00603 \text{ м}^3/\text{с} = 361,7 \text{ л/мин};$$

$$Q_{60}^{шт} = v_{60} (kF)_{ст} = 1,2 \cdot 37,68 \cdot 10^{-4} = 0,00452 \text{ м}^3/\text{с} = 271,3 \text{ л/мин}.$$

Обеспечение расхода $Q_{60}^{др}$ при указанных давлениях возможно за счет установки по параллельной схеме либо 4-х дросселей типа ПГ77-14 [11], либо двух дросселей типа 62 800 [1]. Расчет комплекта дросселей выполняется по методике, изложенной в [7].

Интервалы времени движения штока Ц для каждого из режимов определяются через известные скорости и величины перемещений (индексы соответствуют обозначениям на рис. 7.6), что позволяет определить полное время производственного цикла работа, равное $T = 13,693$ с, и построить циклограмму потребных расходов, показанную на рис. 7.7.

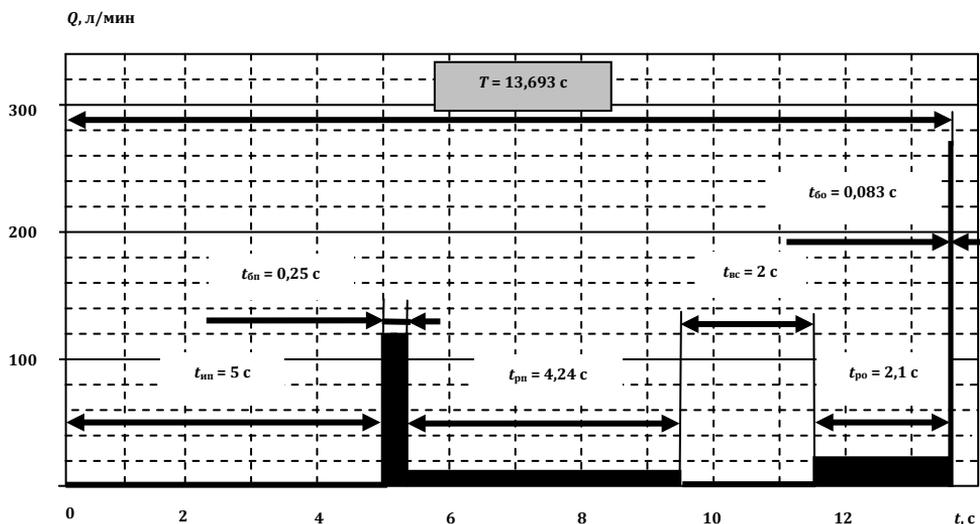


Рис. 7.7

На основании циклограммы расходов по каталогам [2, 11] выбирается насос нужной подачи: нерегулируемый аксиально-поршневой насос-мотор типа РМНА (ТУ2-053-1379-78) исполнения РМНА 250/35 (объемная постоянная 250 см³, номинальная/максимальная/минимальная подачи, л/мин — 356/427/35,6, номинальная/максимальная/минимальная частоты вращения ротора, об/мин — 1500/1800/100, полный КПД — не менее 97 %, напорное давление номинальное/максимальное/минимальное, МПа — 32/40/0,5).

Вследствие очевидной «переразмеренности» насоса по подаче целесообразно снизить частоту вращения его ротора с паспортной n_n до величины, определяемой соотношением:

$$n_n^* = k_q n_n \frac{Q_{60}^{\text{шт}}}{Q_n},$$

где k_q — коэффициент запаса по подаче, обычно принимаемый равным 1,1 ÷ 1,3, Q_n — подача, соответствующая n_n .

Подставив численные значения, имеем:

$$n_n^* = 1,2 \cdot 1500 \frac{271,3}{356} = 1371,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Остальные показатели привода, требующие определения по условию задачи для схемы, изображенной на *рис. 7.6*, рассчитываются по методикам и правилам, изложенным в решениях ранее рассмотренных задач.

Анализ значений перемещаемых масс показывает, что обратное движение штока Ц может осуществляться «самоходом», без принудительной подачи жидкости от насоса. Это позволит снизить затраты энергии в цикле, разгрузить насос, гидролинии и гидроаппаратуру, обеспечивающую отвод жидкости для данного режима из поршневой полости цилиндра, повысить надежность и ресурс системы. Возможная модификация принципиальной гидравлической схемы привода, характеризующаяся минимальным изменением (доработкой) исходной схемы, показана на *рис. 7.8*.

Для реализации обратного хода штока включается электромагнит У12 распределителя Р1, от насоса подается напорное давление в управляющую полость одностороннего гидрозамка ЗМ, вследствие чего замок открывается. Под действием массы груза, собственной массы поршня и штока Ц шток перемещается вниз и жидкость поступает из поршневой полости цилиндра через открытый ЗМ, регулятор расхода РР2, обратный клапан КО2 и распределитель Р1 в бак. Вторая стадия опускания штока характеризуется существенно меньшим давлением в поршневой полости гидроцилиндра, поскольку определяется только массой штока и поршня Ц. В результате этого включается реле давления РД3, электромагнит У31 направляющего распределителя Р3 и жидкость поступает на слив уже через дроссель ДР2.

Как следует из схемы, показанной на *рис. 7.8* и приведенного описания ее работы, модернизация заключается только в перенастройке РД3, РР2, ДР2 и несложном изменении сливного участка системы.

Расчет перепадов давлений на РР2, ДР2, построение циклограмм расходов и затраченных мощностей за цикл работы системы не вызывает затруднений.

в напорной (входной) линии гидродвигателя площадь поршня гидроцилиндра определяется по формуле (см. также решение задачи 5.1) [7]:

$$F = \frac{R_{\text{ПХ}}}{p_{\text{кЛ}} - \Delta p_{\text{Нр}} - \Delta p_{\text{др.р}} - \Delta p_{\text{р.к}}^{\text{min}} - k(\Delta p_{\text{кО}} + \Delta p_{\text{Нр}} + \Delta p_{\text{кО}})},$$

что после подстановки чисел дает $F = 66,225 \text{ см}^2$.

Расчетные формулы для нахождения диаметра поршня $D_{\text{п}}$ и штока $D_{\text{ш}}$ достаточно очевидны: $D_{\text{п}} = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}$ и $D_{\text{ш}} = \sqrt{D_{\text{п}}^2 - 4\frac{kF}{\pi}}$. Таким образом, имеем $D_{\text{п}} = 91,85 \text{ мм}$ и $D_{\text{ш}} = 45,93 \text{ мм}$.

В соответствии с ГОСТ 12447-80 принимаем: $D_{\text{ст.п}} = 100 \text{ мм}$, $D_{\text{ст.ш}} = 50 \text{ мм}$, что дает площадь поршня, равную $F_{\text{ст}} = 78,50 \text{ см}^2$, а рабочую площадь штоковой полости — $(kF)_{\text{ст}} = 58,88 \text{ см}^2$.

Проходная площадь дросселя двухлинейного регулятора расхода может быть найдена из уравнения течения жидкости через дроссель регулятора:

$$Q_{\text{ПХ}} = v_{\text{ПХ}} F_{\text{ст}} = \mu f_{\text{др.р}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др.р}}},$$

где $Q_{\text{ПХ}}$ — расход жидкости через регулятор.

После подстановки чисел имеем $Q_{\text{ПХ}} = 0,47 \text{ л/мин}$ и $f_{\text{др.р}} = 0,42 \text{ мм}^2$.

Для обеспечения требуемой скорости обратного хода штока необходимо воспользоваться уравнением расходов жидкости через дроссель, подключенный к штоковой полости гидроцилиндра:

$$v(kF)_{\text{ст}} = \mu f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{др}}},$$

где $Q_{\text{ОХ}}$ — расход жидкости через дроссель, $\Delta p_{\text{др}}$ — перепад давлений на дросселе, который связан с давлением $p_{\text{ш}}$ в штоковой полости гидроцилиндра для рассматриваемого вида движения штока очевидным образом (см. рис. 5.4): $\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{кЛ}} - \Delta p_{\text{Нр}} - p_{\text{ш}}$.

В свою очередь, из уравнения статического равновесия штока для рассматриваемого движения

$$R_{\text{ОХ}} + F_{\text{ст}}(2\Delta p_{\text{кО}} + \Delta p_{\text{Нр}}) = p_{\text{ш}}(kF)_{\text{ст}}.$$

После несложных преобразований уравнений и подстановки численных данных имеем: $p_{\text{ш}} = 0,703 \text{ МПа}$; $\Delta p_{\text{др}} = 15,86 \text{ МПа}$; $Q_{\text{ОХ}} = 105,98 \text{ л/мин}$ и $f_{\text{др}} = 0,0684 \text{ мм}^2$.

Разумеется, для получения такого гидросопротивления потребуется настройка регулируемого дросселя на весьма малую величину проходного сечения, либо использование пакета последовательно расположенных дроссельных шайб.

Определение времени прямого и обратного ходов штока не представляет затруднений:

$$t_{\text{ПХ}} = \frac{y^{\text{max}}}{v_{\text{ПХ}}} = 300 \text{ с}; \quad t_{\text{ОХ}} = \frac{y^{\text{max}}}{v_{\text{ОХ}}} = 1 \text{ с}.$$

Выполненные расчеты позволяют построить циклограмму расходов гидропривода за цикл длительностью $T_{ц}$, которая изображена на *рис. 7.9* (масштаб по оси расходов нелинейный для лучшей просматриваемости циклограммы).

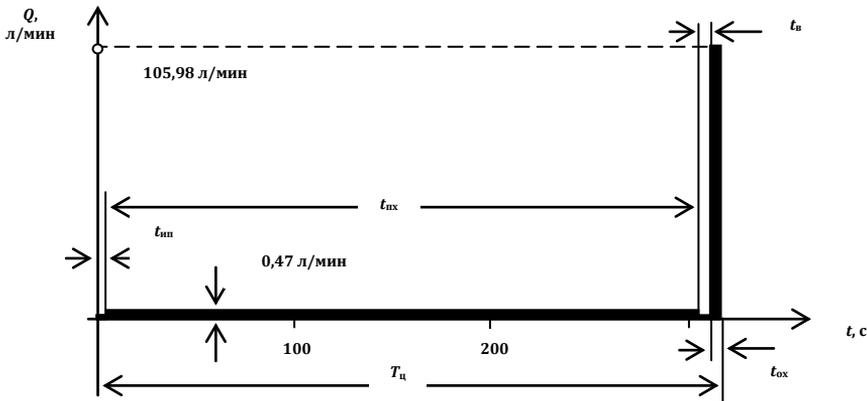


Рис. 7.9

Для энергопитания привода с такой циклограммой потребуется насос, имеющий подачу $Q_n = 125 \text{ л/мин}$ (ГОСТ 13825–80), а рекомендованные каталоги дают возможность использовать нерегулируемый аксиально-поршневой насос-мотор РМНА 90/135 (номинальная подача 128 л/мин , номинальное напорное давление 32 МПа , выходная мощность $N_n^{\text{ВЫХ}} = 68\,267 \text{ Вт}$) либо нерегулируемый аксиально-поршневой насос 210.25 (подача 122 л/мин , напорное давление 20 МПа , выходная мощность $N_n^{\text{ВЫХ}} = 40\,667 \text{ Вт}$) [2, 11]. Каждая гидромашина имеет массу 52 кг , номинальную частоту вращения ротора $n_n = 1500 \text{ об/мин}$ и полный КПД, равный $\eta_n = 0,9$.

Гидравлическая N_n и входная (механическая) $N_n^{\text{ВХ}}$ мощности насоса, работающего в составе гидропривода определяются очевидным образом:

$$N_n = Q_{\text{ОХ}} p_{\text{КЛ}} = 28\,261 \text{ Вт}; \quad N_n^{\text{ВХ}} = N_n \frac{1}{\eta_n} = 31\,401 \text{ Вт}.$$

На основании n_n и $N_n^{\text{ВХ}}$ по каталогу [12] выбирается асинхронный электродвигатель 4А200М4УЗ (мощность на валу 37 кВт , синхронная частота вращения ротора 1500 об/мин , КПД $\eta_d = 0,91$, масса 270 кг).

Тогда стоимость закупки более предпочтительного насоса 210.25 и приводного электродвигателя (рассчитываемая по установленным, т. е. паспортным мощностям изделий) составит:

$$C_{\text{зак}} = C_n + C_d = C_{0,n} N_n^{\text{ВЫХ}} + C_{0,d} N_d^{\text{ВЫХ}} = 45 \cdot 40,667 + 14 \cdot 37 = 2348 \text{ у.е.}$$

Затраты на оплату электроэнергии при эксплуатации такого гидропривода в течение $T = 5000$ часов определяются следующим образом:

$$C_{\text{э}} = C_{0\text{э}} T \frac{N_n^{\text{ВХ}}}{\eta_d} = 0,04 \cdot 5000 \cdot \frac{31,401}{0,91} = 6901,32 \text{ у.е.},$$

а общие затраты есть $C_{\text{н.н}} = C_{\text{зак}} + C_{\text{э}} = 2348 + 6901,32 = 9249 \text{ у.е.}$

При этом средний КПД гидропривода с насосом постоянной подачи и нерегулируемым асинхронным электродвигателем за цикл есть

$$\eta = \frac{(\nu_{п.х} R_{п.х} t_{п.х} + \nu_{о.х} R_{о.х} t_{о.х})}{T_{ц} N_{н}^{вх}} \eta_{д} = 0,00247.$$

Задача 5.5. Весьма низкий средний КПД гидропривода за цикл работы, полученный в результате решения задачи 5.4, а также значительные затраты на закупку оборудования и эксплуатации являются веским основанием для модернизации системы.

В качестве первого варианта рекомендовано изучить возможность замены насоса постоянной подачи на насос с подачей, регулируемой по давлению. Согласно [11] выбирается насос пластинчатый регулируемый НПЛР 125/16 (номинальная подача 152 л/мин, напорное давление 16 МПа, выходная мощность $N_{н}^{вх} = 40533$ Вт, синхронная частота вращения ротора 1500 об/мин, масса 98 кг, КПД $\eta_{н} = 0,78$).

Закупочная цена данного насоса составляет

$$C_{н.р} = C_{0.н.р.} N_{н}^{вх} = 120 \cdot 40,533 = 4864 \text{ у.е.}$$

Поскольку максимальная потребная мощность в системе определяется потребителем, т. е. составляет 28 261 Вт (см. решение задачи 6.4), то входная

мощность насоса будет равна $N_{н}^{вх} = N_{н} \frac{1}{\eta_{н}} = \frac{28261}{0,78} = 36232$ Вт, что позволяет

сохранить асинхронный электродвигатель, ранее применявшийся в этом гидроприводе (см. решение задачи 5.4), который, однако придется приобретать уже по более высокой цене.

Тогда затраты на закупку насоса $C_{н.р}$ и электродвигателя $C_{д.р}$ есть

$$C_{зак.р} = C_{н.р} + C_{д.р} = 4864 + 16 \cdot 37 = 5456 \text{ у.е.},$$

а затраты на оплату электроэнергии данного гидропривода составят за цикл его работы $T_{ц} = 308$ с:

$$C_{э.ц} = C_{0э} \frac{p_{кл} (Q_{п.х} t_{п.х} + Q_{о.х} t_{о.х})}{10^3 \eta_{н} \eta_{э}} = 0,00103 \text{ у.е.}$$

Таким образом, общие затраты, учитывающие закупку насоса, электродвигателя и оплату электроэнергии за 5000 часов работы привода будут равны:

$$C_{\Sigma р} = C_{зак.р} + C_{э.ц} \frac{T}{T_{ц}} = 5456 + 0,00103 \frac{5000 \cdot 3600}{308} = 5516 \text{ у.е.}$$

Средний КПД за цикл работы привода с новым насосом оказывается существенно выше, чем для насоса с постоянной подачей, поскольку в этом случае регулируемый насос автоматически настраивается на ту подачу, которая необходимо для каждого отдельного перехода в цикле:

$$\eta_{р} = \frac{\nu_{п.х} R_{п.х} t_{п.х} + \nu_{о.х} R_{о.х} t_{о.х}}{p_{кл} (Q_{п.х} t_{п.х} + Q_{о.х} t_{о.х})} = \frac{(0,001 \cdot 10^5 \cdot 300 + 0,3 \cdot 10^3 \cdot 1) 60}{(0,47 \cdot 300 + 105,98 \cdot 1) \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3}} = 0,46.$$

Рассмотрим теперь второй вариант модернизации гидропривода, связанный с установкой аккумулятора и насоса постоянной подачи.

Нетрудно видеть, что низкий КПД привода, полученный при решении задачи 5.4, обусловлен крайне невыгодной циклограммой расходов, в соответствии с которой длительное время прямого хода нужна весьма незначительная подача насоса, а в течение одной секунды шток гидроцилиндра должен вернуться в исходное положение, что требует большой подачи насоса. Вместе с тем, работа, которая должна быть совершена насосом за цикл (при неизменном давлении в напорной гидролинии — площадь потребных расходов на циклограмме *рис. 7.9*), невелика, вследствие чего средняя подача такой гидромашины могла бы составлять всего

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{п.х}}t_{\text{п.х}} + Q_{\text{о.х}}t_{\text{о.х}}}{T_{\text{ц}}} = 0,773 \text{ л/мин.}$$

Таким образом, достаточно установить в систему насос с подачей по ГОСТ 13825-80, равной 1 л/мин. Такой насос имел бы выходную мощность $N_{\text{н.а}} = 267 \text{ Вт}$. К сожалению, отечественная промышленность не выпускает объемно-роторных высоконапорных гидромашин с такими малыми подачами. В каталоге [11] имеется только один пластинчатый насос НПл (подача $Q_{\text{н.а}} = 5,3 \text{ л/мин}$, напорное давление 16 МПа, выходная мощность $N_{\text{н.а}}^{\text{вых}} = 1413 \text{ Вт}$, номинальная частота вращения вала 1500 об/мин, масса не более 9,7 кг, КПД $\eta_{\text{н}} = 0,5$). Циклограмма гидропривода с данным насосом изображена на *рис. 7.10*.

Входная (механическая) мощность насоса определяется по известной формуле: $N_{\text{н.а}}^{\text{вх}} = \frac{N_{\text{н.а}}}{\eta_{\text{н}}} = 2,826 \text{ кВт}$. Следовательно, для работы данного насоса достаточно установить маломощный асинхронный электродвигатель 4А100S4У4 (мощность на валу $N_{\text{д.а}} = 3 \text{ кВт}$, синхронная частота вращения вала 1500 об/мин, КПД $\eta_{\text{д.а}} = 0,82$, масса 36 кг).

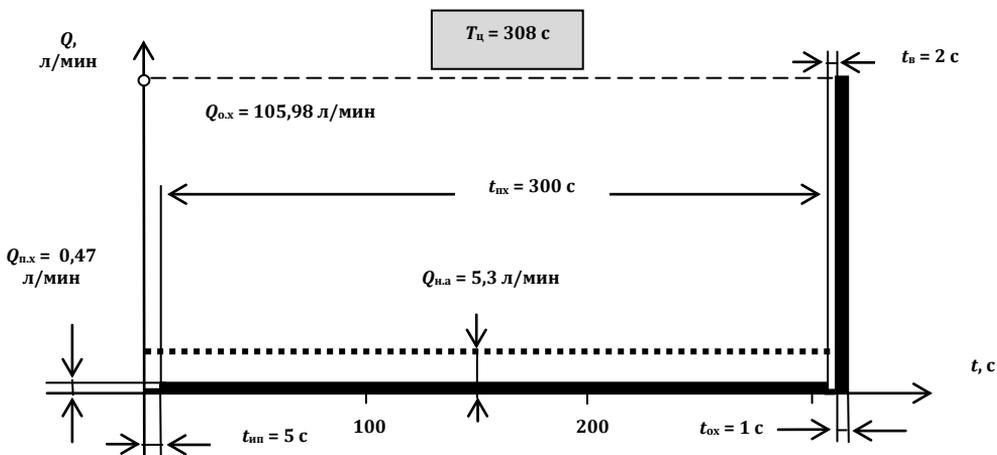


Рис. 7.10

Потребный рабочий объем $W_{\text{а}}$ грузового гидроаккумулятора рассчитывается из условия, в соответствии с которым часть подачи насоса

в течение времени прямого хода штока гидроцилиндра пополняет аккумулятор. Поскольку для работы привода с аккумулятором вполне достаточно подачи, равной 1 л/мин, то:

$$W_a = Q_{н.а} T_{ц} - (Q_{п.х} t_{п.х} + Q_{о.х} t_{о.х}) = 1 \cdot \frac{308}{60} - \left(0,47 \cdot \frac{300}{60} + 105,98 \cdot \frac{1}{60} \right) = 1,017 \text{ л.}$$

Согласно ГОСТ 12448-80 выбираем аккумулятор с рабочим объемом $W_{а.ст} = 1,6 \text{ л.}$

При этом средний КПД такого гидропривода за цикл есть

$$\eta = \frac{(v_{п.х} R_{п.х} t_{п.х} + v_{о.х} R_{о.х} t_{о.х})}{T_{ц} N_{н.а}^{ВХ}} \eta_{д.а} = 0,0275.$$

Стоимость закупки нового насоса постоянной подачи $C_{н.а}$, приводного электродвигателя $C_{д.а}$ и гидроаккумулятора C_a определяются по формулам:

$$C_{н.а} = C_{0.н.а} N_{н.а}^{ВЫХ} = 160 \cdot 1,413 = 226 \text{ у.е.};$$

$$C_{д.а} = C_{0.д.а} N_{д.а} = 35 \cdot 3 = 75 \text{ у.е.}; C_a = C_{0.a} W_a = 80 \cdot 1,6 = 128 \text{ у.е.}$$

Затраты на оплату электроэнергии модифицированного в соответствии с вариантом 2 привода составят:

$$C_{э.а} = C_{0э} T \frac{N_{н.а}^{ВХ}}{\eta_{н.а} \eta_{д.а}} = 0,04 \cdot 5000 \cdot \frac{2,826}{0,5 \cdot 0,82} = 1378,54 \text{ у.е.},$$

а суммарные расходы, включающие закупку и эксплуатацию системы

$$C_{\Sigma a} = C_{н.а} + C_{д.а} + C_a + C_{э.а} = 226 + 75 + 128 + 1378,54 = 1807,54 \text{ у.е.}$$

Таким образом, наиболее выгодным по экономическим соображениям является вариант с насосом малой подачи и гидроаккумулятором.

Задача 5.12. На примере данной задачи, постановка которой наиболее приближена к реальным условиям разработки гидроприводной системы технического объекта, продемонстрируем сценарно-содержательные процедуры получения структурного и параметрического решения. Почти всегда постановка любой практической задачи (проекта) характеризуется информационным дефицитом (случай избытка исходных данных также встречаются — и это худший вариант, так как выбрать действительно нужную информацию из «вороха» сведений часто бывает весьма затруднительно). Поэтому последовательность решения задачи включает три этапа: предварительный этап (анализ постановки задачи), этап собственно решения и завершающий этап (анализ полученных результатов).

Этап 1. Анализ задачи (исходных данных по проекту). Как следует из условия, требуется разработать гидроприводную систему промышленного робота явно стационарного исполнения, работающего на открытом воздухе с достаточно широким диапазоном температур окружающей среды. Поэтому целесообразно ориентироваться на применение машинно-аппаратной базы строительно-дорожных машин, а также рекомендованных для данной техники

марок рабочих жидкостей (наиболее распространенная — ВМГЗ). Возможно использование наиболее представительной по типу устройств — станочной гидравлики, если ее применение будет соответствовать условиям эксплуатации системы.

Перечисленные в условии задачи требования по режимам работы исполнительных устройств (платформ) робота, величинам перемещений, скоростям, нагрузкам, времени отдельных перемещений, по стопорению и т. д. относятся к перечню показателей безусловного выполнения — показателей функциональности. Часто они называются показателями работоспособности — назначения (ПР) силовой системы. *Невыполнение хотя бы одного частного требования по ПР означает функциональную непригодность проекта.* Поэтому все разработчики подобных систем по данному заказу — конкуренты на рынке гидроприводной продукции — безусловно обеспечат выполнение всех ПР. Но именно поэтому рассчитывать на приобретение заказчиком разработки только на основании обеспечения ПР бессмысленно. Необходимо сделать проект лучше, чем у конкурентов. Для этого следует определить, на основании каких критериев (правил) будет выполняться выбор заказчиком того или иного проектного варианта на рынке, какие частные показатели конкурентоспособности (ЧПК) будут учитываться и с какой степенью важности, т. е. «весом» того или иного ЧПК.

Как следует из условия задачи, такая информация отсутствует. Это делает затруднительным определение рационального направления развития, улучшения проекта. Поэтому в подобных случаях необходимо доопределить поставленную задачу нужной информацией о конкурентоспособности будущего решения (прямой запрос заказчику, анализ тенденций рынка, достижения последних образцов с выставок, тематические обзоры данной техники, специфика отрасли заказчика и др.).

Допустим, что для конкретной задачи важными показателями конкурентоспособности (ПК) являются: стоимость закупки изготовленной гидроприводной системы, масса системы, стоимость эксплуатации, надежность в условиях неблагоприятных погодных воздействий. Множество ЧПК и их различная «физическая» природа — это нормальное явление. Понятно, что ошибки в этом перечне непосредственно неблагоприятно отразятся на снижении конкурентоспособности проекта и, как следствие, его невостребованности.

Первая проблема заключается в том, что многие из ЧПК конфликтны, т. е. стремление улучшить какой-то один (или одну группу) ЧПК одновременно приводит к ухудшению не менее важных других частных показателей. Вторая проблема состоит в том, что за то время, которое потребуется для решения проектной задачи, может измениться и сам перечень ЧПК и степень относительной значимости тех или иных показателей в перечне.

Поэтому:

– решая любую инновационную задачу, бессмысленно пытаться получить лучшее решение вообще, необходимо понимать, какие (для прогнозируемого потребителя) выходные показатели относятся к ПР, а какие образуют набор ЧПК. Отсутствие такой информации — гарантированный проигрыш на рынке;

– при анализе исходной информации (от заказчика, с рынка и пр.) следует ориентироваться не столько на ЧПК «сегодняшнего» рынка, сколько

на потребности того рынка будущего, которого нет на момент формирования конкретного заказа, но который будет при выходе проекта на рынок;

– формирование проектных решений должно быть связано с предварительным исследованием различных сегментов рынка, что позволит предложить инновационные разработки с гармонизированными для той или иной группы потенциальных потребителей сочетанием ПК (напомним, при безусловном выполнении всех требований по ПР);

– знание типовых ПР и меняющихся по группам потребителей наборов ПК с учетом перспективы — гарантия устойчивого и востребованного бизнеса.

Продолжим решение задачи.

Несмотря на то, что допускается электрическое управление, применение управляющих устройств с электромагнитными системами следует по возможности ограничить из-за неблагоприятных воздействий окружающей среды, отдав предпочтение более надежным и компактным механическим и гидравлическим устройствам. По этой же причине следует предусмотреть устройства защиты жидкости от возможного попадания в нее грязи, причем замена грязеочистителей не должна приводить к остановке робота.

Требование фиксации платформ в любом промежуточном положении исключает применение традиционных механических замков и предполагает использование гидрозамков.

Как следует из условия задачи, платформы (т. е. ИУ — исполнительные устройства гидроприводной системы робота) непосредственно соединены с выходными звеньями соответствующих гидродвигателей. Поэтому все заданные перемещения, скорости и нагрузки (моменты) — это скоростные и нагрузочные показатели непосредственно двигателей, что упрощает решение задачи. В противном случае потребовалась бы информация о кинематике силовых устройств, связывающих выходные звенья гидродвигателей и ИУ, и законах изменения передаточных отношений данных устройств.

Перемещение платформ вверх происходит двумя последовательными режимами («бп» и «рп») с разными скоростями и нагрузками на высоту 2,8 м. Усилие нагрузки для этих режимов положительно (направлено против направления движения) и обусловлено: для «бп» трением и массой пустых платформ, а для «рп» — трением, массой платформ и грузами различной массы.

Опускание платформ происходит без грузов. При этом усилие сопротивления из-за трения (на каждую платформу 1000 Н) меньше силы, обусловленной массой платформы (1500 кг). Поэтому результирующая нагрузка для режима «оп» отрицательная (направлена в направлении перемещения), имеет место «самоопускание» системы. Для данного режима не требуется использовать гидроэнергию, нужно лишь обеспечить требуемую скорость.

Синхронизация перемещения платформ возможна различными способами: гидравлическими (установка гидроаппаратов синхронизации расходов — делителей или сумматоров, а также регуляторов расхода) или механическими — соединением платформ жесткими горизонтальными траверсами или механическими передачами (например, типа «зубчатые рейки — шестерни»). При имеющихся значительных габаритах объекта, а также по помехозащищенности механические способы явно проигрывают

гидравлическим. Поэтому для условий конкретной задачи следует использовать гидравлические синхронизаторы. Режимы движения с неизменными нагрузками могут быть синхронизированы делителями или сумматорами (для «бп» с положительными нагрузками — делитель, для «оп», имеющего отрицательные нагрузки, требуется установка аппарата в сливной линии, т. е. применение сумматора). Для режима «рп», характеризующегося разными положительными нагрузками, необходимо использование регуляторов расхода (обычно двухлинейных как наиболее популярных — РР2).

Из приведенного выше анализа по синхронизации и установке регулирующей аппаратуры на входе или на выходе гидродвигателей можно сделать ряд важных обобщений и других выводов:

- установка регулирующей аппаратуры на «входе» в гидродвигатель возможна только при положительной (т. е. препятствующей движению) нагрузке, позволяет получить плавный реверс. Однако в этом случае все тепло, выделившееся на этой аппаратуре, повысит температуру жидкости, и эта горячая жидкость поступит в гидродвигатели, что может негативно сказаться на работе системы. Кроме того, такой способ установки недопустим при возникновении режимов с отрицательной нагрузкой (помогающей движению);

- установка регулирующих аппаратов на выходе из гидродвигателей обеспечит управление для любых знаков нагрузки, горячая (после аппарата) жидкость будет поступать в бак с системой термостабилизации (в данном случае — охлаждения). Однако такая установка может привести к иногда ощущаемым скачкам положения выходных звеньев гидродвигателей при смене нагрузки и/или реверсе. Поскольку в условии задачи данный негативный фактор не оговорен, в первом приближении целесообразно считать его малосущественным.

Вертикальные перемещения платформ, происходящие при различных по значениям и даже знакам нагрузках, могут быть реализованы следующими функционально равнозначными способами:

- один двухштоковый (симметричный) гидроцилиндр, приводящий в движение через синхронизирующую силовую штангу обе платформы;

- один плунжерный гидроцилиндр, работающий в тех же условиях (см. выше);

- один телескопический гидроцилиндр, работающий в тех же условиях (см. выше);

- один одноштоковый гидроцилиндр, работающий в тех же условиях (см. выше);

- два двухштоковых гидроцилиндра, каждый из которых приводит в движение «свою» платформу»;

- два плунжерных гидроцилиндра, работающие в ранее приведенных условиях (см. выше);

- два телескопических гидроцилиндра, работающие в ранее приведенных условиях (см. выше);

- два одинаковых одноштоковых цилиндра, работающие в ранее приведенных условиях (см. выше);

- один гидромотор, работающий на две механические передачи «винт — гайка», «шестерня — зубчатая рейка» или «звездочка — цепь», соединенные с платформами;

– два отдельных одинаковых гидромотора, каждый из которых приводит в движение через указанную выше механическую передачу «свою» платформу.

В случае использования одного гидродвигателя для возвратно-поступательного перемещения двух платформ возникают трудно решаемые с помощью силовых механических устройств вопросы синхронизации движения (тяжелые, громоздкие штанги). Этот вопрос уже обсуждался ранее при анализе синхронизации движения платформ. Поэтому целесообразно ориентироваться на отдельное силовое управление вертикальным перемещением каждой платформы, т. е. применение двух гидродвигателей.

Применение системы «гидромотор — механическая передача» по очевидным соображениям приведет к усложнению схемы, снижению надежности, ресурса, потребует проведения регламентных работ по обслуживанию — смазке передачи, проверке герметичности ее корпуса и уплотнений и др. Обычно такие схемотехнические решения применяются, если имеются те или иные специфические требования (например, передача скольжения или качения типа «винт — гайка» используется при повышенных требованиях к жесткости для перемещений до м; передача «зубчатая рейка — шестерня» конкурентоспособна для перемещений до 5-ти метров при невысоких требованиях по люфтам, цепная передача характерна для силовых систем большой протяженности и низких требованиях по точности, жесткости, развитию люфтов).

Для обеспечения возвратно-поступательного движения целесообразно применение гидроцилиндров. Различие в нагрузках для разных режимов делает предпочтительным использование несимметричных цилиндров (одноштоковых, плунжерных, телескопических), к тому же более простых, компактных, дешевых и надежных по сравнению с двухштоковыми устройствами.

При использовании одноштоковых цилиндров возникнет необходимость организации заполнения и слива жидкости из штоковых камер. Это повлечет усложнение схемы, что представляется явно неоправданным, поскольку использование штоковых полостей не предполагается (опускание платформ может производиться под действием гравитационной силы). Плунжерные гидроцилиндры имеют большие осевые габариты (особенно это проявляется при значительных перемещениях выходного звена — более 1 м), нежели телескопические, заметно дешевле последних (по разным оценкам на 35–50 %), при полых плунжерах несколько легче (на 10–15 %).

Из условия задачи следует, что перемещение платформ вверх происходит на достаточно большую высоту — 2,8 м, вследствие чего предпочтение целесообразно отдать телескопическим цилиндрам (по крайней мере, как более компактным).

Для синхронного вращения платформ (всегда — в разные стороны, как сказано в условии задачи!) также могут быть использованы различные схемы и устройства:

– один высокооборотный гидромотор с механическим редуктором, передающим вращение на обе платформы;

– два высокооборотных гидромотора со своими редукторами (каждый — на «свою» платформу» с механическим или гидравлическим синхронизатором вращения;

- высокомоментный гидромотор с механическим синхронизатором, обеспечивающим вращение обеих платформ;
- два высокомоментных гидромотора с механическим или гидравлическим синхронизатором.

Применение одного гидромотора для синхронного вращения обеих платформ потребует установки громоздкого механического блока — передачи для редуцирования и «раздачи» движения на два выходных звена. При значительном удалении платформ друг от друга резко возрастет громоздкость, стоимость проекта, незащищенность от неблагоприятных погодных условий и трудности с обслуживанием такой передачи.

Так как скорости вращения платформ невелики, то при использовании высокооборотных гидромоторов при раздельном приводе каждой платформы на валы гидромоторов потребуются устанавливаемые редукторы, повышающие массовые, габаритные показатели системы и требующие обслуживания.

По этим причинам становится предпочтительным вариант с применением высокомоментных машин. В таком случае при умеренных массовых и габаритных показателях реализуется прогрессивная силовая компоновка «двигатель-ИУ», повышается помехозащищенность, возможность реализации схемы при любых (до сотни метров!) расстояниях между платформами.

Таким образом, наиболее рациональная комплектация блока поворота платформ — это применение двух серийных гидромоторов с установкой механических редукторов на валах и гидравлической системой синхронизации вращения.

Требование сохранения круглосуточной работоспособности системы при ее эксплуатации в неблагоприятных погодных условиях приводит к необходимости создания блока грязеочистителей, допускающего замену загрязнившегося фильтроэлемента без остановки системы.

Энергопитание гидроприводной системы может быть различным. Традиционные и серийно выпускаемые станочные насосные станции с приводящими асинхронными электродвигателями и объемными баками для хранения жидкости характеризуются дешевизной, но имеют низкую надежность в условиях работы «под открытым небом». Поэтому следует рассматривать вариант компоновки такой станции из приобретаемых комплектующих устройств по каталогам автомобильно-дорожной гидроприводной техники.

Как следует уже из этого предварительного (предпроектного) анализа, получается, что даже после отбраковки явно худших решений сохраняется весьма внушительный список функционально равнозначных схмотехнических вариантов. Эти варианты образуют так называемое множество нехудших (несравнимых на данном этапе решения задачи) решений, которое по сложившейся терминологии принято называть множеством Парето. Даже для конкретных указанных условий применения (в данном случае — условий задачи) все эти варианты должны прорабатываться «параллельно», для них необходимо выполнять технические, экономические расчеты, анализировать их предпочтительность с точки зрения установки (монтажа на объекте), эксплуатации, проведения регламентных работ по обслуживанию, а также утилизации. В результате проведенных расчетов и проектных проработок каждый конкурсный вариант будет иметь свой уникальный перечень частных показателей конкурентоспособности (например, массовых, габаритных, стоимостных, унификационных и пр.), на основании которых решается вопрос

о применении того или иного инновационного решения для конкретного объекта (робота) в данный момент времени, либо на иных сегментах рынка и в перспективе.

Последнее обстоятельство очень важно. Решение научно-технической задачи для конкретного заказчика должно давать продукт, имеющий конкурентоспособность на «свободном» рынке в настоящий период времени и в обозримой перспективе.

Именно так ставится и решается задача в условиях рыночной экономики. Она не гарантирует безусловную востребованность разработки на рынке (сейчас и в будущем), но существенно повышает шансы на успех. Главное, что при отсутствии такого сценария решения проектной задачи неудача в бизнес-деятельности гарантирована.

Этап 2. Решение задачи. Разработка структуры гидроприводной системы объекта начинается с формирования функциональной схемы.

Применительно к конкретной задаче с учетом исходных данных и анализа возможных решений эта схема имеет вид, показанный на *рис. 7.11*.

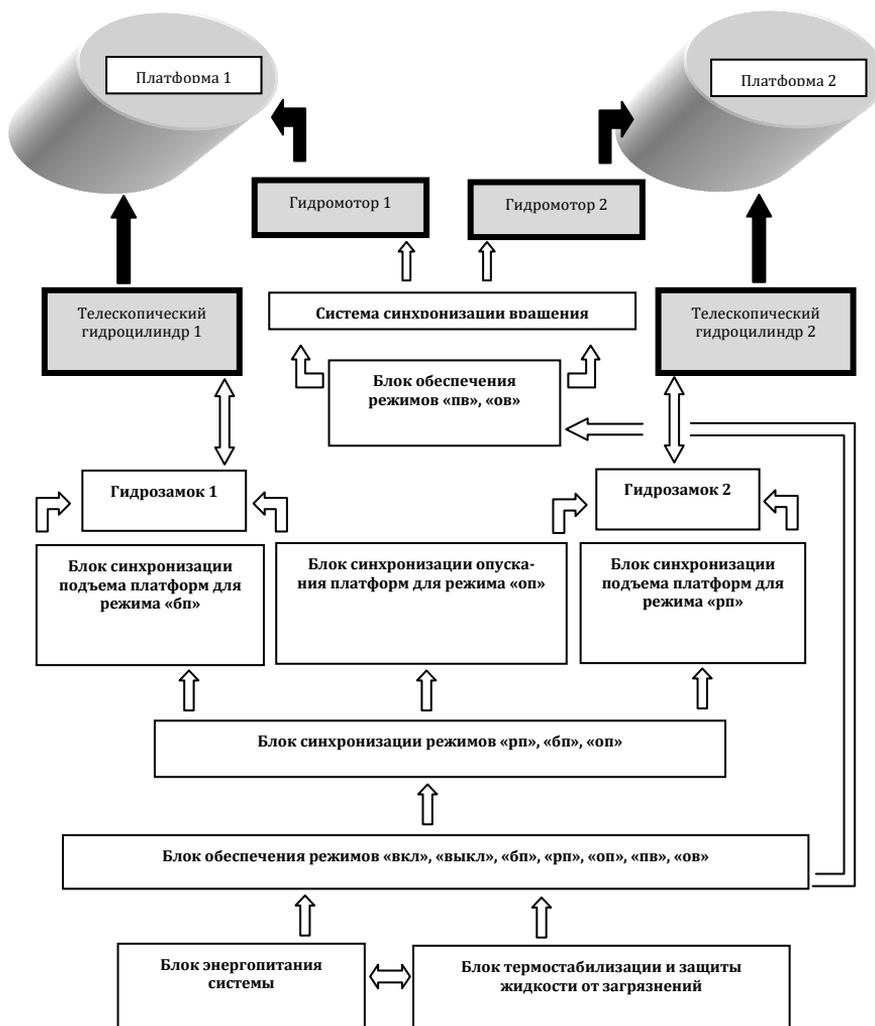


Рис. 7.11

Около названий машин и аппаратов на *рис. 7.11* не подписаны значения перемещений, нагрузок, скоростей, как это обычно принято на функциональных схемах. Это сделано для лучшей просматриваемости схемы. Черными жирными стрелками изображены каналы передачи механической энергии от гидродвигателей к платформам.

Одновременно с функциональной схемой формируется циклограмма работы гидроприводной системы робота. На циклограмме условными значками изображаются состояния машин, аппаратов, датчиков, устройств переключения распределителей и других приборов и датчиков, обеспечивающих требуемую логику работы системы в технологическом цикле. Регулирующая аппаратура на циклограмме не указывается.

Сначала на циклограмме изображаются состояния машин в цикле. Далее, в процессе разработки уже принципиальной гидравлической схемы циклограмма дополняется устанавливаемыми аппаратами и иным устройствами.

Пример начального формирования такой циклограммы приведен на *рис. 7.12*.

№	Режим работы робота в технологическом цикле	Время с	Гидродвигатели		
			Ц1, Ц2	М1	М2
1	Исходное положение	$t_{исх}$	↓	↓	↓
2	Режим «бп» платформ	$t_{бп}$	↘	↓	↓
3	Режим «рп» платформ	$t_{рп}$	↘	↓	↓
4	Неподвижное положение платформ, режим «пв»	$t_{пв}$	↘	↻	↻
5	Неподвижное положение платформ, режим «ов»	$t_{ов}$	↘	↻	↻
6	Режим «оп» платформ	$t_{оп}$	↘	↓	↓

Рис. 7.12

Каждая строчка циклограммы соответствует заданному словесному описанию работы гидросистемы робота и определенному режиму работы системы. Наклоны стрелок в столбцах гидродвигателей с возвратно-поступательным движением звеньев характеризуют их скорости движения. Для вращательных движений часто используется упрощенное изображение в виде окружности со стрелкой, показывающей направление движения, а сопоставительный диаметр дает представление о скорости вращения.

Следующая стадия работы над проектом — разработка принципиальной гидравлической схемы.

Разработка принципиальной схемы в обязательном порядке сопровождается работой над циклограммой, которая была начата еще на этапе формирования функциональной схемы. В настоящее время имеется большое число всевозможных прикладных программ, предназначенных для формирования принципиальных гидравлических, пневматических, кинематических, электрических и пр. схем для разных условий применения и разнообразных объектов. В программах имеется внушительный банк уже готовых схем, средств коррекции, формирования спецификаций, фрагментов описаний работы схем, имеются расчетные методики и подпрограммы выполнения многих расчетов (технических, экономических, оценки ресурса, надежности, особенностей

работы на форсированных режимах и пр.). Программы снабжены расширенным меню, от степени полноты заполнения которого зависит скорость решения задачи, число предлагаемых вариантов, особенности реализации и др.

Для использования таких программ требуется покупка лицензионного продукта. Кроме того, при заимствовании тех или иных готовых схем в ряде случаев потребуются решать вопросы защиты авторского права. При решении учебных задач применение данных программ нецелесообразно, поскольку главная задача — это освоение методики получения решения, а не сам результат.

Поэтому ниже будет изложена рациональная последовательность создания принципиальной схемы, показывающая причинно-следственные связи между отдельными действиями.

Принципиальные гидравлические схемы (то же относится и к пневматическим схемам) по умолчанию изображаются в отключенном состоянии (кроме весьма редких и специально оговариваемых случаев).

На основании проведенного анализа по гидродвигателям, стопорению их звеньев, способу управления в пределах технологического цикла, а также применив наиболее простую, дешевую и надежную схему гидропитания в виде электронасосного агрегата постоянной подачи и открытого бака ясно, что соответствующие фрагменты принципиальной схемы приобретают вид, очерченный на *рис. 7.13* красными штрихпунктирными линиями.

Запуск системы осуществляется с помощью электросигнала (кнопка «Запуск» на *рис. 7.13* не показана), в результате чего включается приводящий электродвигатель насоса, и жидкость поступает к клапану выдержки времени КВ, который начинает отсчет времени нахождения системы в исходном положении. Если (из соображений дешевизны, компактности и др.) применен насос постоянной подачи, то за время работы КВ жидкость под напорным давлением проходит через предохранительный клапан КП, что может привести к ее недопустимо высокому нагреву. Поэтому после КП жидкость направляется не непосредственно в бак, а проходит через термостабилизатор (ТС), далее — через систему гидроочистки (фильтрации).

Данная система имеет два одинаковых фильтра Ф1 и Ф2, которые автоматически подключаются к сливной гидролинии в зависимости от степени загрязнения их фильтроэлемента, что обеспечивается распределителем Р5 с гидравлическим управлением. При загрязнении того или иного фильтроэлемента давление перед данным элементом возрастает, что приводит к появлению свечения контрольной лампочки данного фильтра, одновременно — появлению гидравлического управляющего сигнала Х5.1 или Х5.2 (в зависимости от того, какой именно фильтр загрязнен) и переключению с помощью Р5 сливной гидролинии на чистый фильтр. Предполагается, что за время работы двух фильтров с идентификацией отключенного (по статистике для большинства гидросистем это не менее 2000 часов!) оператор успеет заменить загрязненный фильтр на новый. В аварийной ситуации, когда по тем или иным причинам произошло загрязнение сразу обоих фильтров, давление перед Р5 возрастает, что приводит к срабатыванию клапана разности давлений, перепускающего жидкость из сливной линии через обратный (подпорный) клапан КО6 непосредственно в гидробак. Разумеется, в этом случае жидкость поступает в Б без очистки, но зато на какое-то время сохраняется работоспособность системы (заметим — при активизированных контрольных лампочках фильтров!), исключается разрыв фильтроэлементов Ф1 и Ф2, опасность которого связана с поступлением всей накопленной грязи в КО6 и бак.

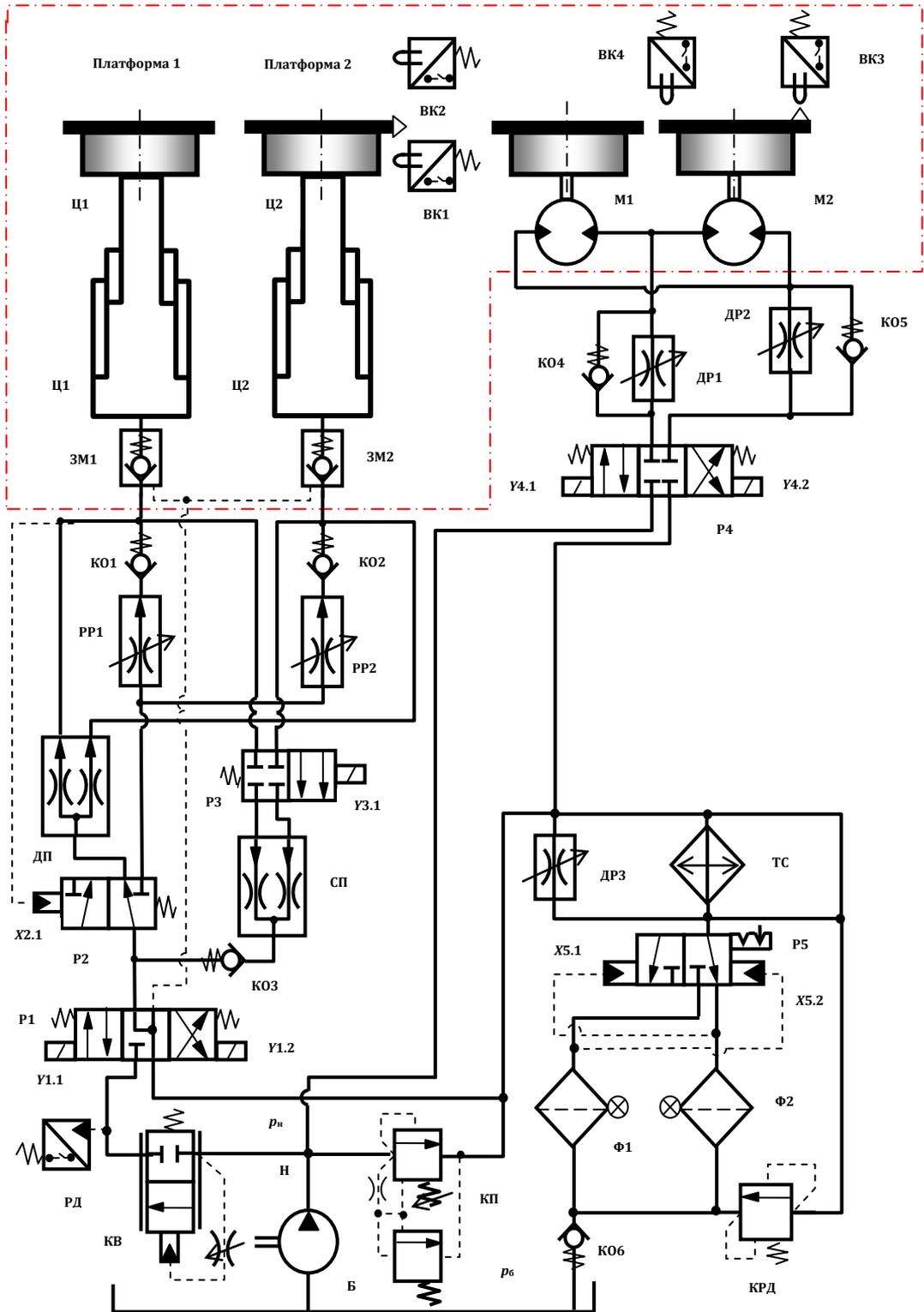


Рис. 7.13

После срабатывания КВ жидкость поступает в напорную гидролинию направляющего распределителя Р1 и одновременно — к гидравлическому реле давления РД, который включает электромагнит У1.1 распределителя Р1 и жидкость поступает на направляющий распределитель Р2 с гидравлическим управлением Х2.1

Заметим, что в случае применения электронного таймера исчезает необходимость применения КВ и РД.

При сравнительно небольших нагрузках давление в линии управления Х2.1 также невелико, и жидкость поступает через делитель ДП, открывает односторонние гидрозамки ЗМ1, ЗМ2.

Затем жидкость проходит через обратные клапаны КО1, КО2, после чего направляется в полости телескопических цилиндров Ц1, Ц2. Тем самым происходит синхронное перемещение двух платформ вверх (режим «бп»).

Когда на платформы устанавливаются грузы, подпоршневые давления в Ц1, Ц2 возрастают, в результате чего срабатывает Р2 и жидкость поступает в Ц1, Ц2 уже через регуляторы расхода РР1, РР2, которые обеспечивают не только синхронизацию расходов (скоростей), но и стабилизацию значений расходов при изменении нагрузки в линиях. Далее жидкость проходит через КО1, КО2 и ЗМ1, ЗМ2 в полости Ц1 и Ц2. Движение вверх продолжается, но уже с другой скоростью, на которую настроены РР1, РР2 согласно условию задачи (режим «рп»). При достижении платформами верхнего положения срабатывает концевой электровыключатель ВК2, электромагнит У1.1 обесточивается и одновременно включается электромагнит У4.1 распределителя Р4.

Поскольку в исходном задании не указано допускаемое отличие в абсолютных значениях скоростей вращения платформ, а нагрузки, действующие на валы машин, одинаковы, хотя и различаются для разных режимов («пв» и «ов»), теоретически можно было бы просто установить тройник в напорной линии обеих машин, а обеспечение требуемых скоростей выполнить с помощью установки дросселей ДР2, ДР2 с обратными клапанами КО4, КО5, шунтирующими данные дроссели. Это решение и показано на *рис. 7.13*. В действительности одинаковые нагрузки на валах машин реализовать практически невозможно, что приведет либо к остановке одного из валов, либо к неустойчивому вращению вала более нагруженной (в тот или иной момент времени) вала машины. Поэтому следует рекомендовать установку либо для каждого мотора в сливной линии «свой» дроссель, либо сумматор потоков, как это было сделано для режима опускания платформ.

При включении У4.1 происходит вращение в режиме «пв» сразу двух платформ с требуемыми скоростями, обеспечиваемыми настройкой дросселя ДР2, установленного в сливных гидролиниях моторов.

Циклограмма работы системы показана на *рис. 7.14*.

Определим параметрию машин и регулирующих аппаратов, обеспечивающих движение выходных звеньев системы с требуемыми скоростями при преодолении данными звеньями заданной нагрузки. В качестве исходной информации используем условие задачи, а также ранее составленную циклограмму работы системы (см. *рис. 7.14*). Поскольку выходные звенья двигателей непосредственно соединены с исполнительными устройствами (ИУ), то перемещения, скорости нагрузки данных устройств — это значения соответствующих величин непосредственно на выходных звеньях гидродвигателей.

Как следует из информации об условиях эксплуатации гидросистемы на открытом воздухе при неблагоприятных воздействиях внешней среды, ее комплектацию целесообразно выполнить с помощью гидравлических устройств строительной-дорожной техники, т. е. ориентироваться на справочник [2]. Тем самым диапазон напорных давлений может быть в пределах от 12,5 до 25 МПа. Для того, чтобы в случае необходимости можно было использовать более развитую по типу и номенклатуре изделий станочную базу гидропривода (промышленные роботы цехового исполнения), в основном, работоспособную при давлениях до 16 МПа, целесообразно установить давление настройки переливного клапана, равным $p_{кл} = 16$ МПа. Давление на свободной поверхности жидкости в открытом гидробаке (см. рис. 7.13) является атмосферным, т. е. $p_6 = 0$.

№	Режим работы робота в цикле	Время	Гидродвигатели			Распределители					Концевые выключатели				Кнопка ПУСК			
						P1		P4		P2	P3	BK1	BK2	BK3		BK4		
			Ц1	М1	М2	Y1.1	Y1.2	Y4.1	Y4.2	X2.1	Y3.1							
1	Исходное положение	$t_{исх}$	↓	↓	↓	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+
2	Режим бп» платформ	$t_{бп}$	↓	↓	↓	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+
3	Режим рп» платформ	$t_{рп}$	↓	↓	↓	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	+
4	Неподвижное положение платформ, режим «пв»	$t_{пв}$	↓	↻	↻	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+
5	Неподвижное положение платформ, режим «ов»	$t_{ов}$	↓	↻	↻	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	+
6	Режим «оп» платформ	$t_{оп}$	↓	↓	↓	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	+

Рис. 7.14

При движении жидкости неизбежны потери давления на направляющих аппаратах, в гидролиниях, в узлах соединения линий (на тройниках), в местах изгиба трубопроводов и пр. Точное определение этих потерь на стадии проектного расчета невозможно, так как, во-первых, потери давления зависят от расхода жидкости через соответствующее гидросопротивление (гидроаппарат, линию и пр.), во-вторых, длина соответствующих участков трубопроводов, число изгибов труб, тройников зависят от компоновки гидросистемы

на объекте. Поэтому проектный расчет всегда носит предварительный характер, уточнения производятся по мере необходимости в рамках последующего поверочного расчета, на стадиях макетирования, отладки работы гидросистемы на объекте.

В качестве первого приближения целесообразно использовать средние значения потерь на перечисленных выше устройствах, ориентируясь на принципиальную схему системы: потери давления на каждом направляющем гидроаппарате примем равными $\Delta p_{на} = 0,15$ МПа, на каждом узле (тройнике) $\Delta p_{уз} = 0,1$ МПа, на каждом участке гидролинии (от узла до узла, от узла до гидроаппарата, от узла или аппарата до машины) $\Delta p_{л} = 0,05$ МПа. Потерями давления на изгибах трубопроводов пренебрежем.

В соответствии со спецификой эксплуатации гидросистемы на открытом воздухе при различных температурах выберем общепринятую для подобных условий рабочую жидкость ВМГЗ-55 (всепогодное масло гидравлическое загущенное), имеющую плотность в паспортном режиме $\rho = 865$ кг/м³, кинематическую вязкость для расчетной температуры +40 °С $\nu_{40} = 13,5$ Ст, температуру застывания $t_з = -55$ °С, температуру вспышки $t_{всп} = +155$ °С (ГОСТ 17 4979.3-85).

Тогда в соответствии с алгоритмом расчета базовых параметров и характеристик дроссельного гидропривода, потребуется:

- выделить фрагменты регулируемых частей гидросистемы;
- проанализировать нагрузки, воспринимаемые выходными звеньями гидромашин (в данном случае — это телескопических цилиндров и гидромоторов) и установить наиболее нагруженные режимы, являющиеся расчетными;
- определить характерный параметр каждой гидромашин для наиболее нагруженных режимов эксплуатации в составе объекта;
- округлить найденный параметр до ГОСТированного значения, выбрать из каталогов подходящее изделие или сформировать заказ на изготовление;
- рассчитать давления, расходы, мощности, КПД регулируемых частей системы для расчетного режима, а также других режимов работы согласно циклограмме работы системы в составе объекта;
- определить проходные площади трубопроводов, округлив затем найденные значения до ближайших больших по ГОСТ;
- построить циклограмму потребляемых расходов системой за цикл работы;
- выбрать из каталогов, ориентируясь на:
 - насос постоянной подачи, обеспечивающий максимальный потребный расход системы, имеющий напорное давление не ниже ранее определенного (в данном случае 16 МПа);
 - регулирующие гидроаппараты (дроссели, регуляторы расхода, делители, сумматоры), обеспечивающие требуемые значения расходов;
 - направляющие аппараты, тройники, быстроразъемные соединения и т. п.;
 - рассчитать потребный объем гидробака, выбрать из каталогов или заказать изготовление бака требуемой вместимости;
 - выбрать типаж и марку гидроочистителя;
 - рассчитать мощность приводящего электродвигателя (ЭД) для насоса, выбрать двигатель требуемого типажа и исполнения из каталогов в соответствии с известными климатическими условиями эксплуатации;
 - рассчитать эффективный КПД системы за цикл работы;

– выполнить тепловой расчет системы, выбрать типаж и марку термостабилизатора.

Примечание: допускается подбор серийно выпускаемой насосной станции (приводящий ЭД, насос, бак, гидроочиститель, термостабилизатор, контрольно-измерительная и защитная гидроаппаратура и пр.).

Из рис. 7.13 следует, что фрагментами регулируемой части гидроприводной системы являются:

- два телескопических цилиндра с комплектами регулирующей аппаратуры;
- два гидромотора с последовательной схемой установки и комплектами дросселей и обратных клапанов.

При этом наиболее нагруженный режим Ц имеет место при регулировании скорости подъема штоков с помощью двухлинейных регуляторов расхода РР1, РР2, менее нагруженный режим быстрого подъема — за счет делителя потока ДП, режим опускания под действием собственного веса — посредством сумматора потоков СП.

Расчетным режимом Ц1, Ц2 является рабочее перемещение штоков машин вверх с поступлением жидкости в поршневые полости цилиндров из РР1, РР2.

Режимы прямого и обратного вращения валов моторов характеризуются одинаковыми нагрузками и скоростями, вследствие чего любой из этих режимов может быть расчетным.

Таким образом, фрагменты гидросистемы для определения характерных параметров гидродвигателей имеют вид, показанный на рис. 7.15, 7.16.

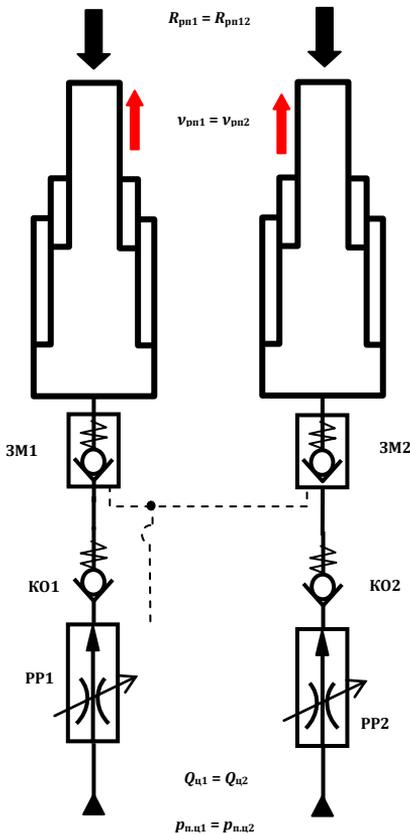


Рис. 7.15

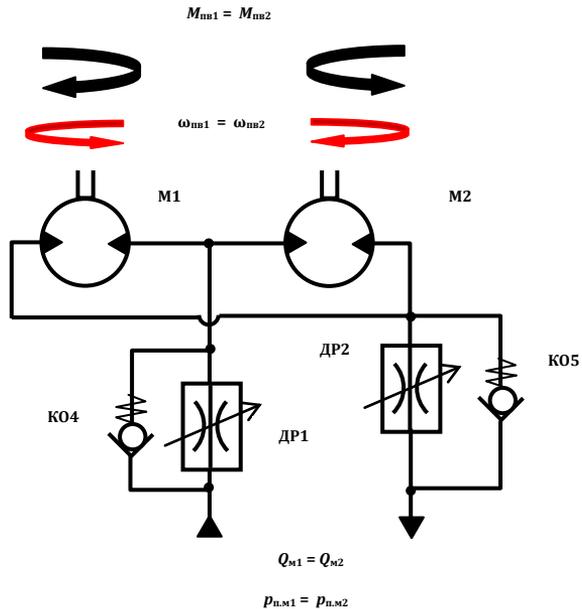


Рис. 7.16

Легко видеть, что при одинаковых цилиндрах и моторах, расходы, поступающие в данные машины, для указанных режимов, также равны. Кроме того, давления на входных фланцах PP1 и PP2 также одинаковы. Поскольку моменты нагрузки на валах М1, М2 одинаковые, то перепады давлений на этих моторах также должны быть равны друг другу. Данные соображения позволяют упростить расчетные фрагменты, представив их, как изображено на *рис. 7.17, 7.18*.

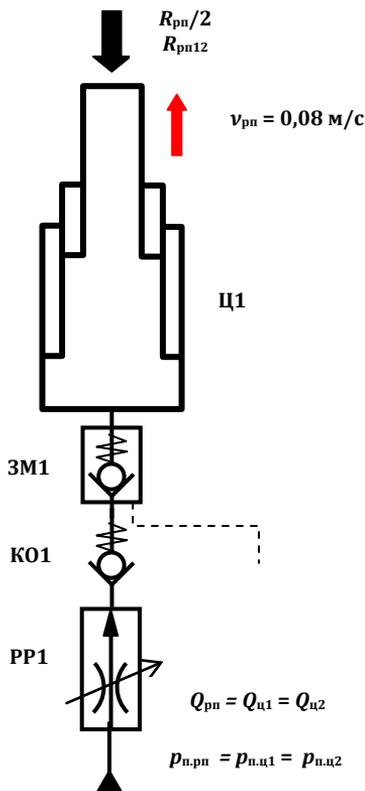


Рис. 7.17

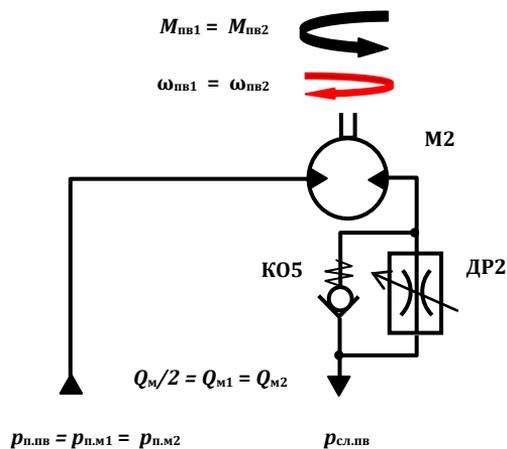


Рис. 7.18

Значение давления в напорной гидролинии РР1 находится как разность давления настройки переливного клапана $p_{кл}$ и суммы потерь давления по тракту от насоса до РР1 для рассматриваемого режима работы Ц1 (см. схему на *рис. 7.13*):

$$p_{п.рп} = p_{кл} - 4\Delta p_{ап} - 7\Delta p_{л} - 3\Delta p_{уз} ,$$

где $\Delta p_{ап}$ — перепад давлений на направляющем аппарате, $\Delta p_{л}$ — перепад давлений на одном участке гидролинии, $\Delta p_{уз}$ — перепад давлений на узле (тройнике).

Давление на входном и выходном фланце М (см. *рис. 7.18*) определяется аналогичным образом:

$$p_{п.пв} = p_{кл} - 2\Delta p_{ап} - 5\Delta p_{л} - 2\Delta p_{уз} ;$$

$$p_{сл.пв} = p_{б} + 5\Delta p_{ап} + 10\Delta p_{л} + 6\Delta p_{уз} .$$

Числовые константы перед перепадами давлений в этих уравнениях соответствуют количеству направляющих аппаратов, участков гидрوليний и узлов на пути движения жидкости.

После подстановки чисел (при $p_6 = 0$) имеем:

$$p_{\text{п.рп}} = 16 - 4 \cdot 0,15 - 7 \cdot 0,05 - 3 \cdot 0,1 = 14,75 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{п.пв}} = 16 - 2 \cdot 0,15 - 5 \cdot 0,05 - 2 \cdot 0,1 = 15,25 \text{ МПа};$$

$$p_{\text{сл.пв}} = 5 \cdot 0,15 + 10 \cdot 0,05 + 6 \cdot 0,1 = 1,85 \text{ МПа}.$$

Нагрузка, преодолеваемая штоком Ц1 для рассматриваемого режима, может меняться в зависимости от массы груза. Наибольшая нагрузка $R_{\text{рп}}^{\text{max}}$ соответствует максимальной массе поднимаемого груза: $R_{\text{рп}}^{\text{max}} = (m_{\text{пл}} + m_{\text{гр}})g + R_{\text{тр.рп}} = (1500 + 10\,000) \cdot 9,81 + 2000 = 0,1148 \cdot 10^6 \text{ Н}$. Момент, преодолеваемый валом M в режиме «прямого» и «обратного» вращения всегда положителен и равен

$$M \equiv M_{\text{п.в}} = M_{\text{о.в}} = M_{\text{н}} + M_{\text{тр}} = 1000 + 100 = 1100 \text{ Нм}.$$

Тогда в соответствии с расчетными формулами для определения характерного параметра Ц1 при использовании РР2 и M при установке ДР2 получим [7]:

$$F = \frac{R_{\text{рп}}^{\text{max}}}{p_{\text{п.рп}} - \Delta p_{\text{др.р}} - \Delta p_{\text{рк}}^{\text{min}}}; \quad \frac{V_0}{2\pi} = \frac{1,5M}{p_{\text{п.пв}} - p_{\text{сл.пв}}},$$

где $\Delta p_{\text{др.р}}$ — перепад давлений на дросселе РР1, регламентируемый заводом-изготовителем данного гидроаппарата, $\Delta p_{\text{рк}}^{\text{min}}$ — минимально возможный перепад давлений на редукционном клапане РР1, при котором еще сохраняется работоспособность регулятора (также указывается заводом).

Приняв в соответствии со среднестатистическими значениями (по каталогам регулирующей аппаратуры) $\Delta p_{\text{др.р}} = 0,3 \text{ МПа}$ и $\Delta p_{\text{рк}}^{\text{min}} = 0,2 \text{ МПа}$, получим следующие значения для площади F , диаметра D внутреннего поршня телескопического цилиндра (наибольший диаметр поршня в Ц схемы, показанной на рис. 7.13 со штоковыми полостями, открытыми в атмосферу, обычно превышает D не более, чем на 10 % и в предварительных расчетах часто не учитывается) и объемной постоянной гидромотора V_0 :

$$F = \frac{0,1148 \cdot 10^6}{(14,75 - 0,3 - 0,2) \cdot 10^6} = 0,008056 \text{ м}^2;$$

$$D = 2 \sqrt{\frac{F}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{0,008056}{\pi}} = 0,10 \text{ м};$$

$$\frac{V_0}{2\pi} = \frac{1,5 \cdot 1100}{(15,25 - 1,85) \cdot 10^6} = 123,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad V_0 = 2\pi \cdot 123,13 = 773,3 \text{ см}^3.$$

Расчет показывает, что для вращения платформ следует использовать высокомоментные гидромоторы, имеющиеся в каталоге гидромашин для горной промышленности.

Используя ГОСТированные значения для данных параметров (ГОСТ 12447-80, ГОСТ 13824-80, см. также *прил. 2*) имеем:

$$D^* = 0,1 \text{ м}; F^* = F = 0,008056 \text{ м}^2; V_0^* = 800 \text{ см}^3.$$

Ход поршня каждого телескопического цилиндра составляет 2,8 м (см. условие задачи), что соответствует ГОСТированному значению.

Примечание: допускается применение нескольких моторов, работающих на общий выходной вал, сумма объемных постоянных которых не менее рассчитанного значения.

Расходы жидкости, необходимые для выполнения режимов «бп», «рп» и «пв» определяются по формулам:

$$Q_{бп} = 2v_{бп} F^* = 2 \cdot 0,5 \cdot 0,008056 = 0,008056 \text{ м}^3/\text{с} = 483,36 \text{ л/мин};$$

$$Q_{рп} = 2v_{рп} F^* = 2 \cdot 0,02 \cdot 0,008056 = 0,000322 \text{ м}^3/\text{с} = 19,33 \text{ л/мин};$$

$$Q_{пв} = 2n_{пв} V_0^* = 2 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 10^{-3} = 3,2 \text{ л/мин} = 0,0000533 \text{ м}^3/\text{с};$$

При этом время перемещения платформ в режиме «бп» и «рп» составляет:

$$t_{бп} = \frac{h_{бп}}{v_{бп}} = \frac{2}{0,5} = 4 \text{ м/с}; t_{рп} = \frac{h_{рп}}{v_{рп}} = \frac{0,8}{0,08} = 10 \text{ с}.$$

Для нахождения потребного расхода для режима «ов» необходимо найти частоту вращения валов моторов в данном режиме:

$$n_{ов} = n_{пв} \frac{t_{пв}}{t_{ов}} = 2 \frac{90}{30} = 6 \text{ об/мин};$$

Тогда

$$Q_{ов} = 2n_{ов} V_0^* = 2 \cdot 6 \cdot 800 \cdot 10^{-3} = 9,6 \text{ л/мин} = 0,00016 \text{ м}^3/\text{с};$$

Опускание платформ осуществляется под действием собственного веса с учетом противодействующей силы трения. Для каждого Ц данная сила определяется по формуле:

$$R_{оп} = m_{пл} g - R_{тр.оп} = 1500 \cdot 9,81 - 800 = 0,0139 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Скорость опускания штока может быть найдена очевидным образом — как отношение суммарного хода штока « $h_{бп} + h_{рп}$ » к времени данного режима $t_{оп}$ (см. условие задачи):

$$v_{оп} = (h_{бп} + h_{рп})/t_{оп} = (2 + 0,8)/10 = 0,28 \text{ м/с}.$$

Расход жидкости, вытесняемый из каждого Ц в данном режиме, рассчитывается как произведение площади поршня Ц на скорость опускания штока. Тогда имеем для одного Ц:

$$Q_{оп} = v_{оп} F^* = 0,28 \cdot 0,008056 = 0,002256 \text{ м}^3/\text{с} = 135,34 \text{ л/мин}.$$

На основании полученных значений расходов для режимов работы гидросистемы по каталогам выполняется подбор соответствующей направляющей (по расходам и давлениям) и регулирующей (по настройке на требуемые расходы и давлениям) аппаратуры, осуществляется расчет проходных площадей гидролиний (по допустимым скоростям движения жидкости для напорных участков $[v_{ж}] = 5 \div 6$ м/с и сливных $[v_{ж}] = 2 \div 3$ м/с), определяются внутренние диаметры гидролиний, выполняется заказ трубопроводов на большие стандартные значения диаметров.

Далее необходимо построить циклограмму потребляемых расходов, которая необходима для подбора насосной установки и оценки энергоэффективности работы системы за технологический цикл. Вид циклограммы потребных расходов показан на *рис.7.19*.

На основании полученной циклограммы расходов осуществляется подбор насосной станции, выполняется технико-экономический расчет, решается вопрос о целесообразности применения насосов постоянной и/или переменной подачи, применения аккумуляторов для накопления энергии (во время неподвижного положения звеньев, опускания платформы) с целью ее последующего использования в очередном цикле и пр.

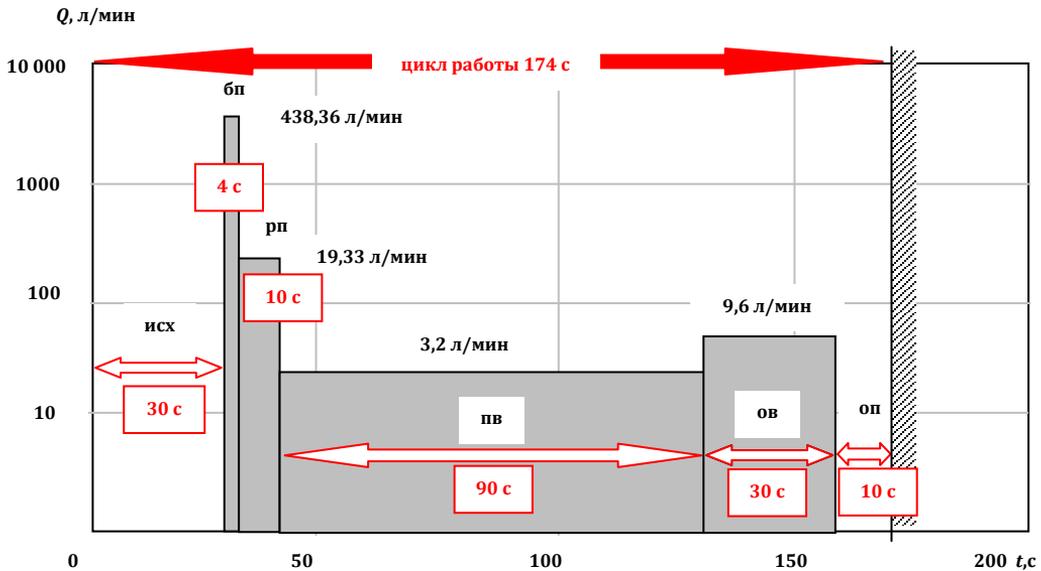


Рис. 7.19

3 Этап. Анализ результатов. Как следует из решения данной задачи, даже после отбраковки явно худших схем сохраняется весьма внушительный список функционально равнозначных схмотехнических вариантов. Эти варианты образуют так называемое множество нехудших (несравнимых на данном этапе решения задачи) решений, которое по сложившейся терминологии принято называть множеством Парето. Даже для конкретных указанных условий применения (в данном случае — условий задачи) все эти варианты должны прорабатываться «параллельно», для них необходимо выполнять технические, экономические расчеты, анализировать их предпочтительность с точки зрения установки (монтажа на объекте), эксплуатации, проведения

регламентных работ по обслуживанию, а также утилизации. В результате проведенных расчетов и проектных проработок каждый конкурсный вариант будет иметь свой уникальный перечень частных показателей конкурентоспособности (например, массовых, габаритных, стоимостных, унификационных и пр.), на основании которых решается вопрос о применении того или иного инновационного решения для конкретного объекта (робота) в данный момент времени, либо на иных сегментах рынка и в перспективе.

Последнее обстоятельство очень важно. Решение научно-технической задачи для конкретного заказчика должно давать продукт, имеющий конкурентоспособность на «свободном» рынке в настоящий период времени и в обозримой перспективе.

Именно так ставится и решается задача в условиях рыночной экономики. Разумеется, такая постановка не гарантирует безусловную востребованность разработки на рынке (сейчас и в будущем), но существенно повышает шансы на успех. Главное, что при отсутствии такого сценария решения проектной задачи неудача в бизнес-деятельности практически гарантирована.

Задача 6.1. Выполним решение данной задачи также поэтапно.

Этап 1. Анализ задачи. Прежде всего, следует убедиться, что задача в такой постановке вообще имеет решение. Очевидно, что если $x = 0$, то высота предполагаемого для изготовления бака окажется также равной нулю, что означает $V = 0$. Если же $x = 0,5a$, то площадь дна такого бака окажется равной нулю. В то же время понятно, что при каком-то значении x стороны квадрата бак прямоугольной формы изготовить можно. Поэтому решение задачи принципиально возможно.

Поскольку требуется определить только один выходной показатель конкурентоспособности (либо максимальный объем бака, либо, что то же самое, минимальный размер квадрата-заготовки для изготовления бака заданной вместимости), то рассматриваемая задача относится к группе задач скалярного синтеза, допускающего получение глобального оптимума по сочетанию параметров.

Для решения задач такого вида следует получить функциональную связь между единственным показателем конкурентоспособности — в данном случае это объем бака, который должен быть наибольшим, и варьируемым параметром (в данном случае, т. е. для $a = \text{const}$) это размер x или отношение $\beta = \frac{x}{a}$. Если же ставить задачу минимизации ширины ленты — заготовки для получения бака заданной (неизменной) вместимости, то показателем становится ширина ленты, а варьируемым параметром, опять-таки $\beta = \frac{x}{a}$ или, что то же самое, параметр x .

Этап 2. Решение задачи. Выполним решение задачи в первой постановке — поиска отношения $\beta = \frac{x}{a}$ для получения максимальной вместимости бака при $a = \text{const}$.

Выражения для объема бака V и площади квадратного листа-заготовки S запишутся очевидным образом:

$$V = (a - 2x)^2 x = (a - 2a\beta)^2 a\beta = \beta a^3 (4\beta^2 - 4\beta + 1); S = a^2.$$

Выражение для первой производной объема бака по безразмерной переменной имеет следующий вид:

$$\frac{\partial V}{\partial \beta} = a^3 (1 - 8\beta + 12\beta^2).$$

Приравняв производную нулю при условии, что $a \neq 0$, получим два ответа ($\beta_1 = 1/2; \beta_2 = 1/6$), из которых по очевидным соображениям выбираем второй. Легко установить, что для $\beta_2 = 1/6$ имеет место именно максимум объема бака, который равен:

$$V_{\max} = 2a^3/27.$$

Этап 3. Анализ результатов. В результате несложных рассуждений и простейших математических выкладок оказалось возможным решить задачу, имеющую большое значение для реального бизнеса — повышение прибыли за счет увеличения рыночной цены выпускаемых изделий (большой объем бака не может вызывать негативной реакции рынка из-за закономерного роста цены).

Возможно также и почти очевидное изменение ценовой политики предприятия — сохранение прежней цены (при увеличенном объеме бака), т. е. повышение привлекательности продукции для устранения конкурентов на данном сегменте рынка.

Читателю предлагается самостоятельно решить задачу по нахождению минимальной ширины ленты для изготовления бака заданной вместимости. Очевидно, что успешное решение задачи в такой постановке (если это возможно), позволит предприятию получить бóльшую прибыль за счет снижения издержек при прежней цене за продукцию данного назначения.

Задача 6.3. Этап 1. Анализ задачи. В данном случае объект имеет неизменную структуру (конфигурация и/или замена трубы на что-то другое, имеющее ту же функциональность не обсуждается), два частных ПК перечень частных ПК (погонная масса t и стоимость C трубы) и один, подлежащий варьированию, параметр — внутренний диаметр трубы D_2 . Связь установленных ПК с параметрией легко определить, поскольку задана плотность металла заготовки ρ , а также стоимостные характеристики технологических и закупочных операций.

Поскольку стоимость изделия (изготовленной трубы) складывается из затрат на приобретение материала и на высверливание заготовки, то вне зависимости от внутреннего диаметра (D_2) первая составляющая стоимости неизменна для всех вариантов. Вторая составляющая возрастает пропорционально объему высверленного металла, т. е. для заданной длины заготовки — квадрату внутреннего диаметра. Тем самым по мере роста D_2 будет увеличиваться и стоимость изделия.

С другой стороны, очевидно, что чем больше D_2 , тем меньше масса изделия. Таким образом, указанные в условии задачи частные ПК конфликтны. В то же время не указаны ни условия (они определяются рынком и связаны с граничными значениями частных ПК), ни ограничения (в данном случае накладываемые на значения параметров).

Поэтому:

– налицо конфликтность частных ПК, т. е. решением задачи могут быть лишь нехудшие (несравнимые или оптимальные по Парето) варианты;

– задача решается в непрерывной области, поскольку не содержит требований по конкретным допустимым значениям D_2 .

Максимальное значение D_2 определяется прочностными соображениями (внутренним давлением рабочего тела в трубе при ее эксплуатации в составе спецобъекта). Требуется установить граничное минимальное значение D_2 . Очевидно, что теоретическое условие $D_2 = 0$ не имеет практического значения, так как соответствует заготовке, а не детали.

Минимальное значение внутреннего диаметра может определяться:

– требованиями по неперевышению предельного значения допустимого гидравлического сопротивления трубы при перемещении по ней рабочего тела (чем меньше D_2 , тем выше гидравлическое сопротивление);

– требованиями по обеспечению строго определенных значений внутреннего диаметра (например, при прохождении по трубе осесимметричного тела заданного диаметра);

– возможностями и параметрией инструмента для выполнения сверленных отверстий.

Первые два соображения диктуются потребителем продукции (рынком) и должны быть заданы потребителем (рынком) или самостоятельно определены изготовителем данной продукции.

Последнее условие — технологическое, зависит от возможностей производителя, и поэтому является подчиненным относительно первых двух (невозможность изготовления трубы с требуемым минимальным диаметром означает невостребованность продукции на соответствующем рынке).

Этап 2. Решение задачи. В соответствии с исходной информацией и очевидной связью массы с объемом и параметрией системы имеем:

$$m = \frac{\pi}{4} \rho (D_1^2 - D_2^2) L = k_1 - k_2 D_2^2; C = C_m + C_c,$$

где k_1 и k_2 — некоторые константы, определяемые очевидным образом:

$$k_1 = \frac{\pi}{4} \rho D_1^2 L; k_2 = \frac{\pi}{4} \rho L.$$

«Сверловочная» C_c и «массовая» C_m составляющие стоимости имеют вид:

$$C_c = \frac{\pi}{4} \rho C_{1c} L D_2^2 = k_3 D_2^2; C_m = \frac{\pi}{4} \rho C_{1m} D_1^2 L,$$

где k_3 — параметрическая константа, равная

$$k_3 = \frac{\pi}{4} \rho C_{1c} L.$$

Следовательно, $C = C_m + k_3 D_2^2$.

График зависимостей массы и стоимости от единственного подлежащего изменению параметра D_2 показан на *рис. 7.20*. При этом очевидно, что D_2 может изменяться в диапазоне от нуля (заготовка без сверления) до $D_2^{\max} < D_1$.

Графики наглядно иллюстрируют уже установленную ранее (на качественном уровне) конфликтность частных ПК и позволяют определить эту связь уже количественным образом.

Совместное решение уравнений для C и m показывает линейную связь между данными ПК:

$$C = \left(C_m + \frac{k_3}{k_2} \right) - \frac{k_4}{k_2} m = k_5 - k_4 m,$$

где коэффициенты k_4 и k_5 находятся очевидным образом:

$$k_4 = C_m + \frac{k_3}{k_2}; \quad k_5 = \frac{k_4 m}{k_2}.$$

График найденной линейной зависимости представляет собой прямую линию и дает Парето-оптимальные (несравнимые или конкурсные) решения параметрической задачи, как показано на *рис. 7.21*.

Очевидно, что граница Парето-области, соответствующая максимальной массе (т. е. $D_2 = 0$), не имеет смысла, поскольку характеризует заготовку, а не трубу.

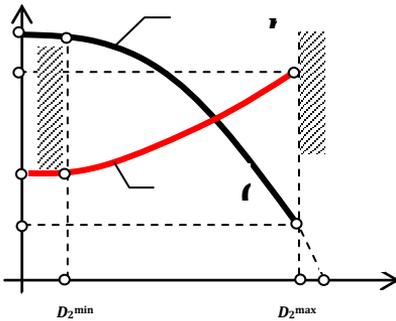


Рис. 7.20

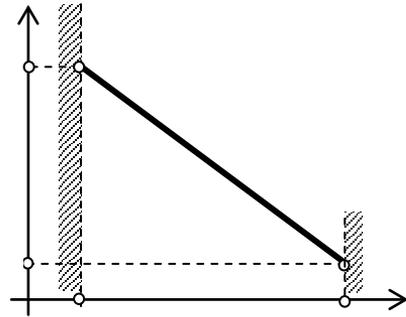


Рис. 7.21

Следовательно, единственным локально-оптимальным решением является точка, для которой масса наименьшая, что имеет место при $D_2 = D_2^{\max}$.

Таким образом, границы Парето-области формируются следующим образом (см. *рис. 7.21*):
при $D_2 = D_2^{\max} < D_1$:

$$m = m^{\min} = k_1 - k_2 (D_2^{\max})^2; \quad C = C^{\max} = C_m + k_3 (D_2^{\max})^2$$

и

$$\lim_{D_2 \rightarrow 0} m = m^{\max} = k_1; \quad \lim_{D_2 \rightarrow 0} C = C^{\min} = C_m.$$

Поскольку Парето оптимальное множество решений представляет собой наклонную прямую линию, а меньшие значения интересующих частных показателей конкурентоспособности соответствуют лучшим решениям, то скаляризация параметрической задачи может быть выполнена на основе обобщенного аддитивного функционала конкурентоспособности следующего вида:

$$\Psi = \sum_{i=1}^2 a_i \bar{y}_{ki},$$

где a_i — весовые коэффициенты частных ПК, отвечающие условию нормы.

В условии задачи нет информации о предпочтительности для предполагаемого рынка сбыта тех или иных частных ПК. Поэтому нет необходимости перехода к взвешенным частным ПК. Кроме того, как следует из смысла частных ПК, их уменьшение соответствует лучшему решению. Поэтому исключается поиск показателей — антонимов, и относительные безразмерные выражения \bar{y}_{ki} для частных ПК y_{ki} определяются по известной формуле канонизации частных ПК:

$$\bar{y}_{ki} = \frac{y_{ki} - y_{ki}^{\min}}{y_{ki}^{\max} - y_{ki}^{\min}}.$$

Приняв, что $y_{k1} = m; y_{k2} = C$ и, следовательно, определив минимальные и максимальные значения частных ПК из очевидных выражений

$$y_{k1}^{\min} = m^{\min}; y_{k1}^{\max} = m^{\max}; y_{k2}^{\min} = C^{\min}; y_{k2}^{\max} = C^{\max},$$

получим связь исходных размерных и безразмерных показателей в виде

$$m = \bar{m} (m^{\max} - m^{\min}) + m^{\min}; C = \bar{C} (C^{\max} - C^{\min}) + C^{\min}$$

После подстановки полученных выражений в соотношение, связывающее C и m , и очевидных преобразований имеем

$$\bar{C} = \frac{(k_4 - k_5 m^{\min} + C^{\min})}{(C^{\max} - C^{\min})} - \frac{k_5 (m^{\max} - m^{\min})}{(C^{\max} - C^{\min})} \bar{m}.$$

Решение уравнения для аддитивного функционала относительно какого-либо (например, второго) частного показателя конкурентоспособности с учетом правила нормирования весовых коэффициентов ($a_1 + a_2 = 1$) дает:

$$\bar{y}_{k2} = \frac{\Psi}{a_2} - \frac{a_1}{a_2} \bar{y}_{k1}.$$

Сравнение данного выражения с предыдущим позволяет найти искомые величины:

$$\frac{k_5 (m^{\max} - m^{\min})}{(C^{\max} - C^{\min})} = \frac{a_1}{1 - a_1},$$

откуда

$$a_1 = \frac{k_5 (m^{\max} - m^{\min})}{(C^{\max} - C^{\min}) + K_5 (m^{\max} - m^{\min})}; \quad a_2 = 1 - a_1.$$

Этап 3. Анализ результатов. В результате решения задачи при заданных зависимостях частных ПК с варьируемым параметром установлена конфликтность ПК, причем связь ПК является линейной. Это существенно упрощает:

– вид обобщенного функционала, если потребуется выполнить скаляризацию задачи (перейти к одному обобщенному показателю — аддитивному функционалу);

– оперативный анализ конкурентоспособности данной продукции при различных изменениях рыночной конъюнктуры.

Нахождение выражения для аддитивного функционала студентам предлагается выполнить самостоятельно.

Решить задачу при дополнительном условии, что отпускная цена включает также и «калибровочную» составляющую C_k , обусловленную чистовой отделкой внутренней цилиндрической поверхности диаметром D_2 , если C_k пропорциональна площади отделки, а удельная стоимость обработки единицы площади внутренней цилиндрической поверхности диаметром D_2 есть C_{1k} .

Задача 6.4. Этап 1. Анализ условия задачи. Решение любой параметрической задачи оптимизационного плана предполагает нахождение только таких сочетаний варьируемых параметров, при которых безусловно обеспечены все показатели функциональности (т. е. работоспособности — ПР). В данном случае этим единственным ПР является работа, совершаемая при выдвигании штока.

Работа цилиндра происходит в результате использования ресурсного фактора — давления в поршневой полости, которое для паспортного режима эксплуатации данной системы также считается неизменным, т. е. $p = \text{const}$. Заметим, что давление в штоковой полости ($p_{сл}$), которое в данной задаче равно нулю, является дестабилизирующим фактором, поскольку способствует снижению развиваемого усилия.

Варьируемые параметры — это Н и F, при любом сочетании их значений должно обеспечиваться требование по работоспособности, т. е. $A = \text{const}$.

Частными показателями конкурентоспособности рассматриваемой системы для конкретного сегмента рынка установлены масса изделия (чем меньше, тем лучше) и рыночная цена, которая непосредственно зависит от стоимости изготовления, но не равна последней. Разумеется, определяющим стоимостным показателем для успешности реализации продукции является именно рыночная цена (как частный ПК). Однако она зависит от множества трудно учитываемых факторов (специфика и конъюнктура сегмента рынка,

условия доставки, хранения, установки, сертификации, эксплуатации, гарантийные обязательства, организация утилизации, соответствие требованиям по импортзамещению и пр.).

Отметим также, что возможно введение и относительной стоимости — отношение стоимости изделия к его массе, либо относительной массы (отношение массы к себестоимости).

Поэтому, строго говоря, возможно решение подобной оптимизационной задачи в двух постановках:

– в качестве частных ПК устанавливаются масса и рыночная цена. Это потребует проведения специальных маркетинговых исследований сложившегося и перспективного сегмента рынка. При очевидном росте затрат (что, разумеется, отразится на росте себестоимости и, возможно, увеличении срока выхода продукции на рынок), данный показатель «привязывается» к конкретному сегменту рынка, что может затруднить оценку перспективности продукции для других областей применения;

– частными ПК являются масса и себестоимость продукта. При очевидном прямом влиянии себестоимости на рыночную цену, предприятие получает известное преимущество. В таком случае существенно улучшается стоимостная «просматриваемость» и управляемость задачи, что позволяет формировать различные стратегии выходы на данный и другие сегменты рынка.

Можно предположить, что именно эти доводы и послужили причиной выделения в качестве ПК (см. условие задачи) именно себестоимости продукции. Востребованность товара определяется множеством обстоятельств, но из факторов «затратно-стоимостной» группы — именно рыночной ценой, а не себестоимостью! Выбор себестоимости как ПК лишь увеличивает «свободу бизнес-маневра» предприятия, но для каждого сегмента рынка все равно требуется анализ его специфики с учетом всей совокупности специфических условий бизнес-деятельности.

Таким образом, для решения конкретной задачи параметрического синтеза:

– следует найти функциональную связь частных ПК с варьируемыми параметрами при условии неизменности ПР, т. е. при $A = \text{const}$;

– нужно выяснить степень конфликтности частных ПК (заметим, что при отсутствии конфликта, т. е. согласованности показателей задача превращается в оптимизационную задачу скалярного типа — с одним-единственным частным ПК);

– если оптимизация возможна, необходимо найти сочетание значений параметров, минимизирующее массу (первый ПК) и себестоимость (второй ПК) изделия неизменной работоспособности.

Этап 2. Решение задачи. Пренебрегая трением в уплотнениях и давлением в сливной (штоковой) полости имеем:

$$A = pFH,$$

откуда какой-либо варьируемый параметр (например, H) определяется очевидным образом

$$H = \frac{A}{pF}.$$

Следовательно, интересующие рынок частные показатели конкурентоспособности могут быть записаны в виде:

$$m = m_0 + k_1 \frac{A}{pF} + k_2 F; \quad C = C_0 + k_3 \frac{A}{pF} F = C_0 + \frac{A}{p} = \text{inv}|_H.$$

Таким образом, себестоимость изделия не зависит от варьируемых параметров, она растет с увеличением потенциальных возможностей гидроцилиндра (способности выполнять определенную работу при выдвигании штока) и снижается при увеличении давления. Поэтому для данной модели, связывающей ПР и ПК с параметрами, приведенными выше соотношениями, выгодно рассматривать проекты изделий, работающих на повышенных рабочих давлениях.

График зависимостей компонентов C и всей стоимости от F показан на рис. 7.22.

Из графика следует, что существует такое значение площади поршня (и, следовательно, хода штока из одного крайнего положения в другое), при котором единственный ПК, зависящий от варьируемых параметров (H и F) — масса изделия будет минимальна.

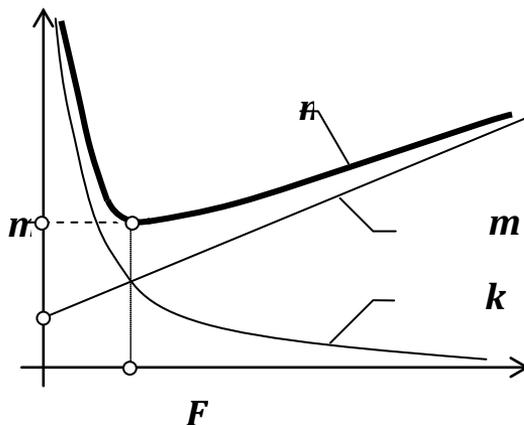


Рис. 7.22

Выражение для данной оптимальной площади F^{opt} может быть найдено очевидным образом:

$$\frac{dm}{dF} = -k_1 \frac{A}{pF^2} + k_2 = 0; \quad F^{\text{opt}} = \sqrt{\frac{k_1 A}{k_2 p}}.$$

Подстановка данного соотношения в выражение для массы позволяет определить наименьшую массу изделия.

Данные выкладки читателю предлагается сделать самостоятельно.

Этап 3. Анализ результатов. Несложный теоретический анализ показал, что себестоимость (затраты на изготовление) одноштокового цилиндра не зависит от параметрии системы, а определяется требуемым функционалом (способностью совершать ту или иную работу) и ресурсным фактором — давлением. Следовательно, перспективное направление повышения функциональности такого изделия — это рост давления, что и отмечается в современных каталогах данной продукции.

Приведенные в качестве исходных зависимости частных ПК всего от двух параметров системы нельзя считать справедливыми для других даже внешне похожих (одноштоковых) цилиндров. Легко догадаться, что эти зависимости имеют явно эмпирический вид, т. е. получены в результате обработки статистических данных цилиндров данного схмотехнического и конструкционного исполнения. Изменение схемы, конструкции, способов сборки, крепления цилиндра на техническом объекте, исполнения силовых узлов, повода и отвода жидкости повлечет за собой коррекцию соотношений, связывающих ПК с параметрами (как по значениям констант, так и по структуре самих выражений).

Накопление такой статистики и постоянная коррекция исходных выражений требует постоянного мониторинга рынка и соответствующего материально-технического и информационного обеспечения производства. Однако дополнительные затраты на эту работу несоизмеримо меньше ущерба от выпуска изделий, не отвечающих условиям оптимальности. Пренебрежение подобными оптимизационными процедурами — гарантия невостребованности продукции на рынке и банкротство предприятия.

Задача 6.15. В качестве примера решения подобных задач рассмотрим вариант привода, схема которого показана на *рис. 6.13*. Как следует из методологии системно-креативного подхода (см. [8]), качество любой технической системы может быть оценено двумя коэффициентами — декомпозиционного совершенства $K_{сд}$ и технического — $K_{ст}$. Первый коэффициент характеризует принципиальное совершенство системы, рациональность примененных физических эффектов. Второй коэффициент — техническое исполнение системы. Значения обоих коэффициентов могут находиться в диапазоне от нулевого (наилучшего) и единичного (наихудшего) значений.

В соответствии с критериями идентификации подсистем их число для схемы на *рис. 6.13* определяется функциями, которые способен выполнять привод:

- преобразование первичной энергии технического объекта в гидравлическую;
- преобразование гидравлической энергии в механическую (возвратно-поступательного вида);
- хранение рабочего тела с целью последующего использования для работы системы;
- изменение состояний системы: исходное положение, рабочее положение, изменение направления движения рабочего тела;
- обеспечение требуемой параметрии для прямого и обратного движения рабочего тела;
- защита системы от повышения нагрузки;
- оперативное отключение/подключение источника гидропитания.

Таким образом, число подсистем ($z_{пс}$) равно семи и, следовательно, $K_{сд}$ рассчитывается следующим образом:

$$K_{сд} = 1 - \frac{1}{z_{пс}} = 1 - \frac{1}{7} = \frac{6}{7} \approx 0,857.$$

Для реализации данного набора функций использованы следующие устройства (отдельно взятые и комплекты — см. условие задачи):

- насос постоянной подачи;
- предохранительный клапан;

- гидробак открытого типа;
- одноштоковый гидроцилиндр;
- обратный клапан в сливной линии, обеспечивающий необходимое значение давления в этой линии и предотвращение подсосывания воздуха и кавитационных явлений (эта опасность характерна для открытых гидробаков, для баков с избыточным давлением необходимость специального подпора отсутствует);
- два быстроразъемных гидравлических соединения (установлены в напорную и сливную линию привода);
- направляющий распределитель P1, обеспечивающий исходное (неподвижное) положение штока Ц при одновременной разгрузке насоса от повышенного давления, а также поступление рабочей жидкости к Ц;
- направляющий распределитель P2, предназначенный для поочередного подключения поршневой и штоковой полостей Ц к напорной и сливной линиям в зависимости от поступления информационного сигнала от кулачковых переключателей K1, K2 о достижении штоком Ц крайних положений;
- два кулачковых переключателя K1, K2, воздействующих на запорно-регулирующий элемент P2;
- два комплекта покупных агрегатов, каждый из которых состоит из обратного клапана и дросселя с настраиваемым гидросопротивлением для обеспечения требуемого расхода жидкости (скорости движения штока Ц для режима выдвижения штока и обратного хода), установленных в напорную и сливную линию привода;
- гидрпанель;
- набор трубопроводов (рукавов высокого давления) — шесть характерных фрагментов;
- набор фитингов (шесть штук — см. схему на *рис. 6.13*).

Общее число технических устройств составляет $z_{тч} = 26$, что дает значение $K_{ст}$, равное:

$$K_{ст} = 1 - \frac{z_{пс}}{z_{тч}} = 1 - \frac{7}{26} = \frac{19}{26} \approx 0,731.$$

Из выполненных расчетов следует, что разработанная схема гидропривода весьма несовершенна как в принципиальном (декомпозиционном), так и техническом отношении, поскольку значения обоих коэффициентов близки к единице.

Теоретически следовало бы рекомендовать, прежде всего, улучшение принципиальной схемы, во вторую очередь — ее техническую реализацию. Однако практически часто предпочитают использовать наиболее доступный, наглядный и хорошо планируемый способ — закупка более совершенных комплектующих устройств и модернизация при сохранении прежнего принципа действия (в данном случае — регулирования потоков энергии). Например, можно сократить число труб и трубопроводных соединений (размещение всех гидроаппаратов на единой гидрпанели), установить многопозиционный универсальный распределитель, одновременно обеспечивающий все режимы (состояния) привода: исходного положения, подачи гидроэнергии к потребителю, возвратно-поступательного движения штока Ц.

Установление степени совершенства привода для других вариантов модернизации схемы, изложенных в условии задачи, читателю предлагается сделать самостоятельно.

Приложение 1. Термины и определения по тематике гидро- и пневмоприводных систем, использованные в учебном пособии [7, 15, 19]

Машина — устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Привод (машины) — система, состоящая из двигателя и связанных с ним устройств для приведения в движение одного или нескольких твердых тел, входящих в состав машины.

Механизм — система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Гидравлический (пневматический) механизм — механизм, в котором преобразование движения происходит посредством твердых и жидких (газообразных) тел.

Рабочая среда — жидкое или газообразное тело, находящееся под давлением, способное передавать механическую энергию от одного твердого тела к другому.

Гидро (пневмо) система — совокупность гидро (пневмо) устройств, входящих в состав объемного гидро (пневмо) привода.

Гидро (пневмо) привод — привод, в состав которого входит гидравлический (пневматический) механизм, в котором рабочая среда находится под давлением, с одним или более гидро (пневмо) двигателями.

Объемный гидро (пневмо) привод — привод, в состав которого входит гидравлический (пневматический) механизм, в котором рабочая среда находится под давлением, с одним или более объемными гидро (пневмо) двигателями.

Насосный гидропривод — объемный гидропривод, в котором рабочая среда подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав этого гидропривода.

Примечания:

1. В зависимости от типа приводящего двигателя допускаются термины «электронасосный гидропривод», «дизельный гидропривод», «турбонасосный гидропривод» и т. д.

2. В насосном гидроприводе используются как объемные, так и динамические насосы (преимущественно объемно-роторные).

Компрессорный пневмопривод — объемный пневмопривод, в котором рабочая среда подается в объемный пневмодвигатель компрессором, входящим в состав этого пневмопривода.

Примечания:

1. В зависимости от типа приводящего двигателя допускаются термины «электрокомпрессорный пневмопривод», «дизельный пневмопривод», «турбокомпрессорный пневмопривод» и т. д.

2. В компрессорном пневмоприводе используются как объемные, так и динамические компрессоры (преимущественно объемно-роторные).

Магистральный гидро (пневмо) привод — объемный гидро (пневмо) привод, в котором рабочая среда подается в объемный гидро (пневмо) двигатель от гидро (пневмо) магистрали, не входящей в состав привода.

Примечание:

1. Под гидро (пневмо) магистралью понимается трубопровод, по которому рабочая среда подается от насосной (компрессорной) установки к группе объемных гидро (пневмо) приводов, которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо друг от друга.

2. Термин «магистраль» в настоящее время не допускается и считается устаревшим, вместо него используется термин «гидро (пневмо) линия».

Гидро (пневмо) привод поворотного движения — объемный гидро (пневмо) привод, гидро (пневмо) двигателем которого является поворотный гидро (пневмо) двигатель.

Гидро (пневмо) привод вращательного движения — объемный гидро (пневмо) привод, гидро (пневмо) двигателем которого является гидро (пневмо) мотор.

Гидро (пневмо) привод поступательного движения — объемный гидро (пневмо) привод, гидро (пневмо) двигателем которого является гидро (пневмо) цилиндр.

Гидро (пневмо) привод без управления — объемный гидро (пневмо) привод с постоянными параметрами движения выходного звена объемного гидро (пневмо) двигателя.

Гидро (пневмо) привод с управлением — объемный гидро (пневмо) привод с изменяющимися параметрами движения выходного звена объемного гидро (пневмо) двигателя.

Гидропривод с машинным управлением — гидропривод с управлением, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими объемными гидромашинами.

Гидро (пневмо) привод с дроссельным управлением — гидро (пневмо) привод с управлением, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется регулирующим гидро (пневмо) аппаратом.

Гидро (пневмо) привод с машинно-дроссельным управлением — гидро (пневмо) привод с управлением, в котором управление параметрами движения выходного звена осуществляется регулирующим гидро (пневмо) аппаратом и объемной гидро (пневмо) машиной.

Примечание. Регулирующий гидро (пневмо) аппарат имеет дроссельный принцип действия, т. е. изменение выходных показателей и характеристик аппарата осуществляется за счет изменения его гидравлического сопротивления в соответствии с входным информационным сигналом. Данный аппарат воздействует на регулирующий орган гидро (пневмо) машины, в результате чего происходит изменение ее рабочего объема.

Гидро (пневмо) привод с ручным управлением — гидро (пневмо) привод с управлением, в котором управление параметрами движения выходного звена объемного гидро (пневмо) двигателя осуществляется с помощью устройств, управляемых вручную.

Гидро (пневмо) привод с управлением приводящим двигателем — гидро (пневмо) привод с управлением, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется изменением частоты вращения приводящего двигателя.

Гидро (пневмо) привод с автоматическим управлением — гидро (пневмо) привод с управлением, в котором управление параметрами движения выходного звена объемного гидро (пневмо) двигателя осуществляется автоматически.

Гидро (пневмо) привод с разомкнутым потоком — насосный гидро (пневмо) привод, в котором рабочая среда от объемного гидро (пневмо) двигателя поступает в гидро (пневмо) бак и/или во внешнюю среду.

Гидро (пневмо) привод с замкнутым потоком — насосный (компрессорный) гидро (пневмо) привод, в котором рабочая среда от объемного гидро (пневмо) двигателя поступает непосредственно на вход насоса (компрессора).

Гидро (пневмо) передача — часть насосного (компрессорного) привода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к звеньям машины.

Гидро (пневмо) передача — комбинация одного или более насосов (компрессоров) и одного или более гидро (пневмо) моторов, конструктивно оформленных в одно целое, где при работе функции насоса (компрессора) и гидро (пневмо) мотора определяются их действительной функцией в данный момент. Входной вал соединен с источником энергии, выходной вал соединен с нагрузкой и приводится в движение гидро(пневмо) мотором (гидро(пневмо) моторами) СТ. ИСО 4391-83.

Примечание:

1. Термин «объемная гидро (пневмо) передача» в настоящее время недопустим. Вместо него используется термин «объемный гидро (пневмо) привод».

2. В современном, приведенном выше определении нарушены классификационные признаки, поскольку функциональный термин «гидро (пневмо) передача» определяется через схемотехнические и даже композиционно-конструкционные признаки, что является недопустимым.

Гидро (пневмо) передача нераздельного исполнения — гидро (пневмо) передача, состоящая из гидро (пневмо) устройств, конструктивно оформленных в одно целое.

Гидро (пневмо) передача раздельного исполнения — гидро (пневмо) передача, состоящая из отдельных гидро (пневмо) устройств.

Объемная гидро (пневмо) передача — часть насосного (компрессорного) объемного гидро (пневмо) привода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к звеньям машины.

Гидро (пневмо) устройство — техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в гидро (пневмо) приводе посредством взаимодействия с рабочей средой.

Объемное гидро (пневмо) устройство — техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в объемном гидро (пневмо) приводе посредством взаимодействия с рабочей средой.

Регулируемая гидро (пневмо) машина — гидро (пневмо) машина с изменяемым рабочим объемом или геометрией проточной части.

Примечание:

1. Под рабочим объемом гидро (пневмо) машины понимается разность наибольшего и наименьшего значений объемов рабочих камер гидро (пневмо) машины за один оборот выходного звена (вала).

2. Рабочая камера гидро (пневмо) машины — замкнутое пространство в машине, имеющее определенную степень герметичности относительно других полостей, объем которого изменяется от наибольшего до наименьшего при движении выходного или входного звена.

3. Рабочие камеры могут быть образованы подвижными и неподвижными твердыми стенками, а также эластичными (деформируемыми) стенками.

Реверсивная гидро (пневмо) машина — гидро (пневмо) машина, обеспечивающая изменение направления течения рабочей среды или движения выходного звена при изменении знака управляющего сигнала.

Обратимая гидро (пневмо) машина — гидро (пневмо) машина, способная работать в режиме генератора и потребителя гидравлической (пневматической) энергии.

Объемная гидро (пневмо) машина — гидро (пневмо) машина, работающая вследствие попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры.

Примечание. Допускается также определение объемной гидро (пневмо) машины как машины, в которой жидкая (газообразная) среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею рабочей камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом машины.

Роторная гидро (пневмо) машина — гидро (пневмо) машина, с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих звеньев независимо от характера движения ведущего (входного) или ведомого (выходного) звена машины.

Объемно-роторная гидро (пневмо) машина — объемная гидро (пневмо) машина, рабочие камеры которой входят в состав ротора и совершают вращательное движение или сложное движение, частью которого является вращательное.

Гидро (пневмо) двигатель — гидро (пневмомашина), предназначенная для преобразования механической энергии жидкости (газа) в механическую энергию подвижного твердого тела.

Насос (компрессор) — гидро (пневмо) машина, предназначенная для преобразования механической энергии подвижного твердого тела или твердых тел в механическую энергию жидкости (газа), находящихся под давлением.

Примечание. Допускается также определение насоса (компрессора) как гидро (пневмо) машины для создания потока жидкой (газообразной) среды.

Насосный (компрессорный) агрегат — агрегат, состоящий из насоса (компрессора) или нескольких насосов (компрессоров) и приводящего двигателя, соединенных между собой.

Насосная (компрессорная) установка — насосный (компрессорный) агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса (компрессора).

Примечание. В зависимости от типа приводящего двигателя допускаются термины «электронасосный (компрессорный) агрегат», «дизель-насосный или дизель-компрессорный агрегат», «турбонасосный (компрессорный) агрегат», «мотонасосный (компрессорный) агрегат», «гидро (пневмо) приводной насосный (компрессорный) агрегат».

Турбонасос (турбокомпрессор) — насосный (компрессорный) агрегат с приводом от турбины, узлы которой входят в конструкцию насоса (компрессора).

Гидро (пневмо) цилиндр — объемный гидро (пневмо) двигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Гидро (пневмо) мотор — объемный гидро (пневмо) двигатель с неограниченным движением выходного звена.

Поворотный гидро (пневмо) двигатель — объемный гидро (пневмо) двигатель с ограниченным поворотным движением выходного звена.

Примечание. Термины «гидро (пневмо) квадрант», «моментный гидро (пневмо) цилиндр», «неполноповоротный гидро (пневмо) мотор» в настоящее время не допускаются для применения.

Электронасосный (электрокомпрессорный) агрегат — это насосный (компрессорный) агрегат, в котором приводящим двигателем является электродвигатель.

Электронасос (электрокомпрессор) — это насосный (компрессорный) агрегат с приводом от электродвигателя, узлы которого входят в конструкцию насоса.

Электронасосная (электрокомпрессорная) установка — это электронасосный (электрокомпрессорный) агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса.

Регулируемый насос (компрессор) — насос (компрессор) с изменяемым рабочим объемом и/или геометрией проточной части.

Регулируемый гидро (пневмо) мотор — гидро (пневмо) мотор с изменяемым рабочим объемом.

Гидро (пневмо) аппарат — гидро (пневмо) устройство, предназначенное для управления потоком рабочей среды.

Примечания:

1. Под управлением потоком рабочей среды понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей среды, либо изменение направления, пуск и остановка потока рабочей среды.

2. В качестве собирательного названия гидро (пневмо) аппаратов допускается применять термин «гидро (пневмо) аппаратура».

Клапанный гидро (пневмо) аппарат — гидро (пневмо) аппарат, запорно-регулирующим элементом которого является клапан.

Золотниковый гидро (пневмо) аппарат — гидро (пневмо) аппарат, запорно-регулирующим элементом которого является золотник.

Примечания:

1. По типу клапана различаются гидро (пневмо) аппараты с шариковым, плоским, коническим, коноидным и др. клапанами (ГОСТ 17752-81).

2. В современных стандартах, к сожалению, отсутствует классификация гидро (пневмо) аппаратов по основному признаку — физическому эффекту, определяющему принцип действия аппарата, не приведено определение клапана и запорно-регулирующего элемента, нет классификации золотников, что затрудняет выполнение классификации устройств, установление областей их предпочтительного применения и поэтому представляется недопустимым. Вследствие этого ниже приведены классификационные признаки, виды аппаратов и определения ряда понятий, не вошедшие в терминологические стандарты, но составленные в соответствии с правилами классификационного анализа и отражающие устойчивые (сущностные) признаки понятий.

Запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ) — подвижная деталь или группа взаимосвязанных подвижных деталей, при перемещении которых изменяется гидравлическое сопротивление устройства, в состав которого входит данный ЗРЭ.

Примечание. В некоторых источниках дается иное определение ЗРЭ, в соответствии с которым ЗРЭ называется подвижная деталь или группа подвижных деталей, при перемещении которых частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение гидро (пнеumo) аппарата. Тем самым неправомерно упрощается и искажается классификация: вместо функционального признака (изменение гидросопротивления) введен технико-конструкционный признак — перекрытие рабочего проходного сечения аппарата (само понятие этого сечения также требует своего определения).

Клапан (клапанный ЗРЭ) — ЗРЭ, перемещение и позиционирование которого в составе гидро (пнеumo) аппарата осуществляется в результате непосредственного воздействия на ЗРЭ управляющего воздействия и потока рабочей среды.

Золотник (золотниковый ЗРЭ) — ЗРЭ, перемещение и позиционирование которого в составе гидро (пнеumo) аппарата происходит, в основном, в результате воздействия на ЗРЭ управляющего (информационного) сигнала, непосредственно не связанного с параметрами потока рабочей среды.

Примечание. По типу золотника различаются гидро (пнеumo) аппараты с цилиндрическим золотником, плоским золотником на торсионном подвесе, золотником-поворотной шайбой, игольчатым ЗРЭ, диафрагменно-лепестковым ЗРЭ.

Классификация аппаратов по принципу действия — классификация, в основу которой положены устойчивые физические эффекты, обеспечивающие изменение гидравлического сопротивления аппарата в соответствии с поступающим управляющим (информационным) сигналом.

Примечание. По данному признаку все гидро (пнеumo) аппараты подразделяются на: дроссельные, вихревые, струйные и комбинированные, использующие в различных сочетаниях перечисленные выше физические эффекты.

Дроссельный гидро (пнеumo) аппарат — это гидро (пнеumo) аппарат, в котором функционирование осуществляется путем изменения гидравлического сопротивления потоку рабочей среды, проходящему через аппарат, вследствие перемещения ЗРЭ.

Вихревой гидро (пнеumo) аппарат — это гидро (пнеumo) аппарат, функционирующий вследствие отбора части энергии проходящего через аппарат потока рабочей среды на образование устойчивых вихревых зон внутри аппарата.

Струйный гидро (пнеumo) аппарат — это гидро (пнеumo) аппарат, работа которого основана на изменении гидравлического сопротивления в результате взаимодействия специальным образом организованных затопленных потоков рабочей среды.

Комбинированный гидро (пнеumo) аппарат — это гидро (пнеumo) аппарат, для функционирования которого используются в различных сочетаниях дроссельные, вихревые и струйные физические эффекты.

Примечание. Отдельную группу гидро (пнеumo) аппаратов образуют аппараты с ЗРЭ типа сопло-заслонка (несимметричные, симметричные сдвоенные и симметричные счетверенные) и струйная трубка (с подвижной трубкой, подвижными приемными отверстиями, подвижным дефлектором и комбинированные).

Дроссельный гидро (пневмо) аппарат прямого действия — это гидро (пневмо) аппарат, функционирование которого обеспечивается в результате перемещения (позиционирования) единственного ЗРЭ.

Дроссельный гидро (пневмо) аппарат непрямого действия — это гидро (пневмо) аппарат, функционирование которого обеспечивается в результате перемещения (позиционирования) основного ЗРЭ, управление которым осуществляется с помощью вспомогательного (серво) ЗРЭ.

Регулирующий гидро (пневмо) аппарат — гидро (пневмо) аппарат, предназначенный для изменения параметров потока рабочей среды (расходов, давлений, перепадов давлений и т. п.).

Направляющий гидро (пневмо) аппарат — гидро (пневмо) аппарат, предназначенный для пуска, остановки, изменения направления движения потока рабочей среды.

Вспомогательный гидро (пневмо) аппарат — гидро (пневмо) аппарат, предназначенный для хранения запаса рабочей среды, придания рабочей среде требуемых физико-химических свойств, накопления (аккумулирования) энергии рабочей среды, находящейся под избыточным давлением, с целью ее последующего использования в гидро (пневмо) приводе.

Примечание. К вспомогательной гидро (пневмо) аппаратуре (вспомогательным элементам) относятся гидро (пневмо) баки, аккумуляторы, гидро (пневмо) очистители рабочей среды (центробежные сепараторы, магнитные уловители, пассивные грязеотделители с мелкоячеистыми фильтроэлементами и пр.), термостабилизаторы (нагреватели и охладители — радиаторы), отстойники (для жидкости), регенераторы физико-химических свойств, обеспечивающие требуемую вязкость, необходимое процентное соотношение вводимых присадок (химических веществ для жидкостей, масел в аэрозольном виде применительно к газам) и т. д.

Гидро (пневмо) усилитель — совокупность гидро (пневмо) аппаратов, предназначенных для преобразования и усиления мощности управляющего сигнала в мощность потока рабочей среды и изменения его направления в соответствии с управляющим сигналом.

Гидро (пневмо) машина — энергетическая машина, предназначенная для преобразования механической энергии твердого тела в механическую энергию жидкости (газа) или наоборот.

Гидро (пневмо) линия — гидро (пневмо) устройство, предназначенное для движения рабочей среды или передачи давления от одного гидро (пневмо) устройства к другому.

Примечания:

1. В качестве собирательного названия для гидро (пневмо) линий допускается применять термин «гидро (пневмо) сеть».

2. Конструкционные исполнения гидро (пневмо) линий представляют собой трубы, рукава, каналы и соединения.

3. Термин «гидро (пневмо) магистраль» в настоящее время не допускается для применения.

Приложение 2. Стандартные значения основных параметров рабочих тел и машинно-аппаратной базы в гидро-и пневмосистемах

Наименование параметра	Номер стандарта	Ряд значений параметра (в скобках указаны менее предпочтительные значения)
Номинальное давление $p_{ном}$, МПа	ГОСТ 12445-80	0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250
Номинальный расход $Q_{ном}$, л/мин	ГОСТ 13825-80	1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500
Диаметр условного прохода D_y , мм	ГОСТ 16516-80	1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250
Номинальный рабочий объем (объемная постоянная) V_0 , см ³	ГОСТ 13824-80	1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3200; (3600); 4000; (4500); 5000; (5600); 6300; (7100); 8000; (9000)
Номинальная частота вращения n , об/мин	ГОСТ 12446-80	0,6; 0,96; 1,5; 2,4; 3,78; 6; 9,6; 15; 24; 37,8; 60; 75; 96; 120; 150; 192; 240; 300; 378; 480; 600; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780; 4800; 6000; 7500; 9600; 12 000; 15 000; 19 200; 24 000
Нормальные диаметры деталей подвижных уплотняющих цилиндрических пар их втулок, мм	ГОСТ 12447-80	1,2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000
Номинальные вместимости гидро- и пневмоемкостей $V_{ном}$, дм ³	ГОСТ 12448-80	0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000; 10 000; 12 500; 16 000; 20 000; 25 000
Присоединительные метрические резьбы	ГОСТ 12853-80 Допускается применение конической дюймовой резьбы по ГОСТ 611-52 с углом профиля 60°	M3; M3,5; M4; M5; M6; M8 × 1; M10 × 1; M12 × 1,5; M14 × 1,5; M16 × 1,5; M18 × 1,5; M20 × 1,5; M22 × 1,5; M24 × 1,5; M27 × 2; M30 × 2; M33 × 2; M36 × 2; M39 × 2; M42 × 2; M45 × 2; M48 × 2; M50 × 2; M52 × 2; M56 × 2; M60 × 2; M64 × 2; M68 × 2; M72 × 2

Приложение 3

Рекомендуемые соотношения условного прохода D_y , наружного диаметра D и толщины стенки δ стальных бесшовных холодноотянутых труб в зависимости от давления в трубе

D_y , мм	D , мм при давлении, МПа		δ , мм при давлении, МПа		D_y , мм	D , мм при давлении, МПа		δ , мм при давлении, МПа	
	16	25	16	25		16	25	16	25
8	10	12	1,4	1,6	20	22	25	2,5	3,5
10	12	14	1,4	2,0	25	28	30	3,0	4,0
13	16 (15)	16	1,6	2,5	32	36 (35)	38	3,5	4,5
16	18	20	2,0	3,0	40	42	–	4,0	–

Абсолютная шероховатость труб и каналов из разных материалов с учетом длительности эксплуатации

Трубы и каналы		Абсолютная шероховатость Δ , мм
Тип	Состояние	
Трубы стальные бесшовные холодноотянутые	Новые	0,01–0,05
	Находящиеся в эксплуатации	0,04–0,1 (до 0,15)
	С незначительной коррозией	0,2–0,3
Каналы, сверленные в стальных деталях	Новые	0,04–0,1
	Находящиеся в эксплуатации	0,1
Рукава резиновые высокого давления	Новые	0,005–0,001
	Находящиеся в эксплуатации	0,01–0,05

Ориентировочные значения критических чисел Рейнольдса для различных местных гидравлических сопротивлений

Вид местного гидросопротивления	Численное значение $Re_{кр}$
Круглая гладкая труба	2100–2300
Резиновый рукав	1600
Металлический рукав	1800–2000
Концентрическая гладкая щель	1100
Концентрическая щель с выточками	700
Неконцентрическая щель с выточками	400
Кран, вентиль	550–750
Сетчатый фильтр	400
Окна цилиндрических золотников	260
Плоский и выпуклый запорно-регулирующие элементы (клапаны)	20–100

Приложение 4. Типовые задачи и способы их решения при разработке гидро- и пневмоприводных систем цикловой автоматики

Задача	Основные способы решения
1	2
Стопорение выходного звена (звеньев) привода без нагрузки и при наличии нагрузки звена в результате подачи управляющего сигнала, при отсутствии сигнала управления и отказе системы энергопитания привода	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установка на подвижных выходных звеньях исполнительных устройств механических замков-фиксаторов, управляемых с помощью какого-либо сигнала (механического, электрического, гидравлического, пневматического или их комбинации). 2. Применение гидро-или пневмоцилиндров с встроенными механическими замками крайних положений штока. 3. Выдвижение специальных механических упоров, блокирующих перемещение звена («зажимающих» звено) и отводящихся обратно в исходное положение под действием какого-либо управляющего сигнала. 4. Использование направляющих распределителей с заблокированными гидро- или пневмолиниями потребителя в исходном (нейтральном) положении запорно-регулирующих элементов данных аппаратов. 5. Применение гидрозамков (пневмозамков). 6. При достижении выходным звеном какого-либо упора — за счет сохранения (поддержания необходимого значения) перепада давлений в полостях гидро- или пневмодвигателя. 7. Для приводов с индивидуальным энергопитанием — соединение двигателя с объемным насосом (компрессором), вал которого жестко связан с валом приводящего электродвигателя, имеющего электромагнитный тормоз
Синхронизация движения звеньев нескольких исполнительных устройств (гидро- или пневмодвигателей)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установки делителей потока в напорные линии потребителей. 2. Установки сумматоров потоков в сливные линии потребителей. 3. Размещения двухлинейных регуляторов расхода в напорных или сливных линиях потребителей. 4. Размещения трехлинейных регуляторов расхода в напорных линиях потребителей, каждый из которых имеет индивидуальную систему энергопитания. 5. Энергопитание синхронизируемых потребителей за счет их последовательной установки. 6. Механическое соединение (в частном случае, блокировки) подвижных звеньев
Стабилизация скорости движения выходных звеньев двигателей при изменении нагрузки	<ol style="list-style-type: none"> 1. Размещения двухлинейных регуляторов расхода в напорных или сливных линиях потребителей. 2. Размещения трехлинейных регуляторов расхода в напорных линиях потребителей, каждый из которых имеет индивидуальную систему энергопитания. 3. Механическое соединение подвижных звеньев со звеньями, имеющими неизменные скорости движения
Разгрузка источника гидро- или пневмопитания в режимах длительных неподвижных положений выходных звеньев (так называемых длительных выстоев звеньев)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Применение направляющих распределителей с канализацией, соединяющей напорные и сливные линии (линии Р и Т). 2. Установка направляющей аппаратуры, соединяющей напорную линию источника гидро- или пневмоэнергии со сливной в режимах выстоя выходных звеньев. 3. Применение частотного, насосного управления. 4. Использование комбинированного (частотно-дроссельного, машинно-дроссельного) управления. 5. Применение аккумуляторов

Исключение чрезмерных колебаний и забросов (резкого кратковременного повышения) давлений рабочей среды при смене режимов работы исполнительных устройств (полного реверса, изменения скоростного режима для звеньев со значительной инерционной нагрузкой и т. д.)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установка демпферов (гидравлических, пневматических, комбинированных, электрических, работа которых основана на эффекте токов Фуко) на подвижные звенья, имеющие значительную инерционность и характеризующиеся движением со знакопеременными скоростями, старт-стопными режимами. 2. Применение гидроаккумуляторов или дополнительных пневмоемкостей (ресиверов) — для пневмосистем. 3. Установка быстродействующих предохранительных клапанов в гидро-или пневмолиниях, испытывающих повышенные кратковременные повышения давления при смене режимов работы исполнительных устройств
Исключение недопустимых колебаний выходных звеньев с инерционной нагрузкой в нестационарных режимах (при пуске, остановке, в переходных режимах)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установка демпферов (гидравлических, пневматических, комбинированных, электрических, работа которых основана на эффекте токов Фуко) на подвижные звенья, имеющие значительную инерционность и характеризующиеся движением со знакопеременными скоростями, нагрузками, старт-стопными режимами. 2. Применение гидроаккумуляторов или дополнительных пневмоемкостей (ресиверов) — для пневмосистем
Обеспечение требуемой последовательности срабатывания гидро- или пневмодвигателей	<ol style="list-style-type: none"> 1. Введение управления «по положению», т. е. по идентификации координаты того или иного выходного звена (звеньев); 2. Введение управления «по нагрузке», т. е. по оценке величин нагрузок на соответствующих звеньях привода или объекта; 3. Введение управления «по времени», т. е. по определению времени, отведенного на функционирование того или иного устройства; 4. Использование нескольких способов в различных комбинациях из перечисленных выше
Защита гидро- или пневмосистемы от перегрузок, исключая нарушение работоспособности и, тем более, поломки и разрушения системы	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установка демпферов (гидравлических, пневматических, комбинированных, электрических, работа которых основана на эффекте токов Фуко) на подвижные звенья, имеющие значительную инерционность и характеризующиеся движением со знакопеременными скоростями, старт-стопными режимами. 2. Применение гидроаккумуляторов или дополнительных пневмоемкостей (ресиверов) — для пневмосистем. 3. Установка быстродействующих предохранительных клапанов в гидро-или пневмолиниях, испытывающих повышенные кратковременные повышения давления при смене режимов работы исполнительных устройств. 4. Применение механических фрикционных устройств, срабатывающих при повышенных нагрузках. 5. Введение быстрозаменяемых ломающихся элементов в конструкцию узлов, которые могут испытывать повышенные нагрузки
Повышение надежности и живучести разветвленной гидро- или пневмосистемы с длинными и уязвимыми гидро- или пневмолиниями	<ol style="list-style-type: none"> 1. Армирование уязвимых участков гидро-и/или пневмолиний. 2. Использование гидравлических (пневматических) устройств с повышенной помехозащищенностью, в частности, имеющих улучшенные узлы защиты от загрязнений, повышенную герметичность и т. д. 3. Установка аккумуляторов (для пневмосистем — ресиверов) в местах возможного локального повышения давлений при срабатывании устройств, осуществлении реверса инерционных частей и в т.п. случаях. 4. Установка дополнительных гидроочистителей для защиты наиболее уязвимых гидравлических (пневматических) устройств. 5. Резервирование наиболее важных и/или помехоуязвимых частей системы (применение параллельных цепей передачи сигнала); 6. Применение клапанов согласования энергопитания от различных независимых источников. 7. Применение энергонезависимых источников гидро- или пневмопитания

Приложение 5

Рекомендуемые буквенные обозначения основных гидравлических и пневматических устройств

Наименование гидравлического или пневматического устройства	Обозн.
Устройство (общее обозначение)	А
Гидроаккумулятор	АК
Аппарат теплообменный (охладитель или нагреватель жидкости)	АТ
Гидробак	Б
Соединение быстроразъемное гидравлическое (пневматическое)	БР
Влагоотделитель	ВД
Вентиль	ВН
Пневмоглушитель	Г
Гидродвигатель (пневмодвигатель) неполноповоротный	Д
Дроссель	ДР
Гидрозамок (пневмозамок)	ЗМ
Клапан (общее обозначение)	К
Клапан выдержки времени	КВ
Клапан обратный	КО
Клапан предохранительный	КП
Клапан редуционный	КР
Клапан разности давлений	КРД
Клапан последовательности	КС
Клапан соотношения давлений	КСД
Компрессор	КМ
Гидромотор (пневмомотор)	М
Манометр	МН
Маслоразбрызгиватель (маслораспылитель)	МР
Насос	Н
Насос-мотор	НМ
Гидропреобразователь	ПР
Гидро (пнеumo) распределитель	Р
Гидравлическое реле давления	РД
Регулятор расхода	РР
Расходомер (жидкости и газа)	РМ
Ресивер	РС
Сепаратор	С
Гидравлический (пневматический) сумматор потоков рабочего тела	СП
Гидравлический (пневматический) делитель потока рабочего тела	ДП
Тахометр	Тх
Термостабилизатор (нагреватель, охладитель)	ТС
Термометр	Т
Устройство воздухоспускное	УВ
Гидроусилитель	УС
Фильтр (гидроочиститель)	Ф
Гидроцилиндр (пнеumoцилиндр)	Ц

**Рекомендуемые буквенные обозначения основных
электрических устройств, работающих
с гидравлическими и пневматическими устройствами**

Наименование электрического устройства	Обозн.
Устройство (общее обозначение)	A
Преобразователь неэлектрических величин в электрические величины (общее обозначение)	B
Магнитострикционный элемент	<i>BB</i>
Датчик давления	<i>BP</i>
Фотоэлемент	<i>BL</i>
Датчик частоты вращения (тахогенератор)	<i>BR</i>
Датчик скорости	<i>BS</i>
Генератор, источник электропитания	<i>G</i>
Устройство индикационное и сигнальное (общее обозначение)	<i>H</i>
Прибор звуковой сигнализации	<i>HA</i>
Прибор световой сигнализации	<i>HL</i>
Реле, контакторы, пускатели (общее обозначение)	<i>K</i>
Реле электротепловое	<i>KK</i>
Реле времени	<i>KT</i>
Электродвигатель	<i>M</i>
Приборы, измерительное оборудование (общее обозначение)	<i>P</i>
Счетчик импульсов	<i>PC</i>
Частотомер	<i>PF</i>
Устройство коммутации в цепях управления, выключатели (общее обозначение)	<i>S</i>
Выключатель или переключатель	<i>SA</i>
Выключатель кнопочный	<i>SB</i>
Выключатель, срабатывающий от уровня сигнала	<i>SL</i>
Выключатель, срабатывающий от изменения давления	<i>SP</i>
Выключатель путевой (срабатывающий по положению звена)	<i>SQ</i>
Преобразователь электрических величин в электрические (общее обозначение)	<i>U</i>
Дискриминатор	<i>UI</i>
Генератор частоты, выпрямитель	<i>UZ</i>
Соединение контактное	<i>X</i>
Устройство механическое с электромагнитным приводом (общее обозначение)	<i>Y</i>
Электромагнит	<i>YA</i>
Тормоз с электромагнитным приводом	<i>YB</i>

Список использованной литературы

1. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1974.
2. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983.
3. Гильман В. Я. Решение математических задач средствами Excel: практикум. — СПб.: Питер, 2003.
4. Данилов Ю. А., Кирилловский Ю. Л., Колпаков Ю. Г. Аппаратура объемных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики. — М.: Машиностроение, 1990.
5. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика. — М.: Машиностроение, 1987.
6. Зуев Ю. Ю. Основы создания конкурентоспособной техники и выработки эффективных решений: учеб. пособие / Ю. Ю. Зуев. — М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
7. Зуев Ю. Ю. Гидропневмопривод мехатронных и робототехнических устройств. Часть первая. Машинно-аппаратная база, принципиальные схемы и расчет параметров гидропневмоприводов в силовых системах цикловой автоматизации мехатронных и робототехнических устройств: учеб. пособие / Ю. Ю. Зуев. — М.: Издательство МЭИ, 2019.
8. Зуев Ю. Ю., Зубкова А. Г., Черкасских С. Н. Расчет и проектирование силовых гидросистем промышленных роботов: методическое пособие. — М.: Издательство МЭИ, 1999.
9. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в Mathcad. — СПб.: Питер, 2003.
10. Сырицин Т. А. Эксплуатация и надежность гидро-и пневмоприводов: учебник для студентов ВУЗов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». — М.: Машиностроение, 1990.
11. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2008.
12. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. / под общ. ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — Т. 1.
13. Геращенко А. Н., Самсонович С. Л. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов: учеб. пособие / под ред. А. М. Матвеевко. — М.: Машиностроение, 2006.
14. Крайнев А. Ф. Идеология конструирования. — М.: Машиностроение-1, 2003.
15. ГОСТ 17752–81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения.
16. ГОСТ 2.782–96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические.
17. ГОСТ 2.781–96. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные.
18. ГОСТ 2.780–96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические.
19. ГОСТ 17398–72. Насосы. Термины и определения.
20. РТМ-2 ГОО-76. Гидропривод объемный. Буквенные обозначения параметров.

21. Зуев Ю. Ю., Зуева Е. Ю., Голубев В. И. Объемный гидропривод с частотным и частотно-дрессельным управлением — возможные исполнения, области применения, сравнительные характеристики и конкурентные аналоги // Индустрия, 2014. — № 6 (88). — С. 41–45.

22. Ruhlicke Ingo. Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe // Olhydraulik und Pneumatik. 1977 (41), № 9. P. 689–693; № 10. P. 752–759.

23. Насосы переменной подачи с регулируемым электродвигателем постоянного тока в качестве привода. Brushless motor drives injector,s hydraulics / O. Bryan J., Siebert G. // Hydraul. And Pneum. (USA). 1991. — 44, № 10. С. 41–43.

24. Гидравлический привод / Гавриленко Б. А., Минин В. А., Рождественский С. Н. — М.: Машиностроение, 1968.

25. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. Пер. с англ. Под ред. Дж. Блэкборна, Г. Ритхофа, Дж. Шерера. — М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1962.

26. ГОСТ 17216-2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей.

27. Стекольников Ю. И. Живучесть систем. — СПб.: Политехника, 2002.

28. ГОСТ 27.002–89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.

29. ГОСТ 27.301–95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения.

30. ГОСТ 17479.3-85. Масла гидравлические. Классификация и обозначение.

Список принятых сокращений

- АЭД — асинхронный электродвигатель
Б — гидробак
БРС — быстроразъемное гидравлическое соединение
БКП — блок предохранительных клапанов
В — вентиль
ВК — выключатель конечный
ГД — гидродвигатель
ГП — гидропривод
ГПА — гидро- и/или пневмоаппаратура
ГПС — гидро- и пневмосистема
ДР — дроссель гидравлический
ЗРЭ — запорно-регулирующий элемент
КПД — коэффициент полезного действия
КРД — клапан разности давлений
М — гидромотор
МН — манометр
МП — механическая передача
МР — механический редуктор
НГА — направляющая гидроаппаратура
ПгД — поворотный гидродвигатель
КП — клапан предохранительный, клапан переливной
КО — клапан обратный
ОГП (НУ) — объемный гидропривод с насосным управлением
ОГП (МУ) — объемный гидропривод с моторным управлением
ОГП (НМУ) — объемный гидропривод с насосным и моторным управлением
ОГП (ЧУ) — объемный гидропривод с частотным управлением
ПБ — подпиточный гидробак
ПгД — поворотный гидродвигатель
ПК — показатель конкурентоспособности
ПР — показатель работоспособности
Р — распределитель направляющий
РО — регулируемый (рабочий) орган
РР — регулятор расхода
РР2 — двухлинейный регулятор расхода
РР3 — трехлинейный регулятор расхода
ПСх — принципиальная схема
РД — реле давления
СКП — системно-креативный подход
СП — силовая проводка
ТО — технический объект
ФСх — функциональная схема
Ц — гидроцилиндр
ЭД — электродвигатель

Список рекомендованной литературы

1. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1974.
2. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983.
3. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика. — М.: Машиностроение, 1987.
4. Зуев Ю. Ю. Основы создания конкурентоспособной техники и выработки эффективных решений: учеб. пособие / Ю. Ю. Зуев. — М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
5. Зуев Ю. Ю. Гидропневмопривод мехатронных и робототехнических устройств. Часть первая. Машинно-аппаратная база, принципиальные схемы и расчет параметров гидропневмоприводов в силовых системах цикловой автоматики мехатронных и робототехнических устройств: учеб. пособие / Ю. Ю. Зуев. — М.: Издательство МЭИ, 2019.
6. Зуев Ю. Ю., Зубкова А. Г., Черкасских С. Н. Расчет и проектирование силовых гидросистем промышленных роботов: методическое пособие. — М.: Издательство МЭИ, 1999.
7. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2008.
8. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. / под общ. ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — Т. 1.
9. ГОСТ 17752–81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения.
10. ГОСТ 2.782–96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические.
11. ГОСТ 2.781–96. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные.
12. ГОСТ 2.780–96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические.
13. ГОСТ 17398–72. Насосы. Термины и определения.
14. РТМ-2 ГОО-76. Гидропривод объемный. Буквенные обозначения параметров.
15. ГОСТ 17216-2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей.

Учебное издание

**Зуев Юрий Юрьевич
Зуева Елизавета Юрьевна**

**Гидрооборудование и гидропривод
мехатронных и робототехнических систем**

Сборник задач

Текст приводится в авторской редакции

16+

Ответственный редактор *С. Краснова*
Верстальщик *А. Мужилова*

Издательство «Директ-Медиа»
117342, Москва, ул. Обручева, 34/63, стр. 1
Тел./факс: +7 (495) 334-72-11
E-mail: manager@directmedia.ru
www.biblioclub.ru