



БИБЛИОТЕКА
КОНСТРУКТОРА

М.Е. Гойдо

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ОБЪЕМНЫХ
ГИДРОПРИВОДОВ



БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА

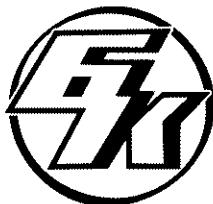
Основана в 1968 году

M.E. Goydo

**DESIGNING
OF FLUID
POWER DRIVES**



MOSCOW «MASHINOSTROENIE» 2009



БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА

Основана в 1968 году

М.Е. Гойдо

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ОБЪЕМНЫХ
ГИДРОПРИВОДОВ**



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 2009

УДК 62–82
ББК 34.447
Г 57

Р е ц е н з е н т

Зав. кафедрой «Специальные и дорожно-строительные машины» ЮУрГУ,
проф., к.т.н. В.Н. Бондарь

Гайдо М.Е.

Г 57 Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. –
304 с.: ил. (Б-ка конструктора)
ISBN 978-5-94275-427-3

Приведены классификация объемных гидроприводов; правила выполнения их схем; математическое описание процессов, происходящих при работе гидроприводов; типовые схемные решения, используемые при проектировании объемных гидроприводов; выбор параметров и исследование характеристики работы объемных гидроприводов различного назначения и исполнения при разных условиях нагружения; применение САПР при проектировании гидроприводов.

Для инженеров-конструкторов, изготавителей, а также обслуживающего персонала гидрооборудования, может быть полезна преподавателям и студентам вузов.

УДК 62–82
ББК 34.447

ISBN 978-5-94275-427-3

© Гайдо М.Е., 2009

© Издательство «Машиностроение», 2009

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов,
опубликованных в данной книге, допускаются только с разрешения издательства и
со ссылкой на источник информации

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМАХ	8
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	10
1.1. Определение термина «проектирование»	10
1.2. Основные устройства и принцип работы объемных гидроприводов	10
1.3. Классификация объемных гидроприводов	15
1.4. Основные правила выполнения гидравлических схем	17
Глава 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ ПРИ РАБОТЕ ГИДРОПРИВОДОВ	25
2.1. Классификация математических моделей и предъявляемые к ним требования	25
2.2. Модули объемной упругости жидкости, газа и жидкостно-газовой смеси	29
2.3. Коэффициенты упругости металлических трубопроводов и резиновых рукавов с металлическими оплетками	33
2.4. Уравнения, описывающие движение жидкости	37
2.5. Способы линеаризации уравнений связи между расходом жидкости и потерями давления в элементах гидропривода	45
2.6. Определение силового воздействия жидкости на элементы гидравлических устройств	49
2.7. Уравнение движения объекта управления, приведенное к выходному звену гидродвигателя	53
Глава 3. ТИПОВЫЕ СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ	60
3.1. Предохранение гидроприводов от перегрузок	60
3.2. Схемы установки фильтров в гидроприводах	63
3.3. Схемы насосных установок	67
3.4. Схемы соединения гидродвигателей	70
3.5. Предотвращение нарушения сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя при работе гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене	72
3.6. Способы фиксации выходного звена гидродвигателей в определенном положении	80
3.7. Синхронизация движения выходных звеньев гидродвигателей	84
3.8. Схемы гидроприводов с замкнутым потоком	88
3.9. Построение гидроприводов с использованием гидроаппаратов стыкового и модульного исполнения	91
3.10. Способы и устройства для снижения уровня шума, обусловленного работой гидропривода	98
3.11. Некоторые требования к гидроприводам, которыми следует руководствоваться при разработке их принципиальных схем	103

Глава 4. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ	105
4.1. Последовательность выбора основных параметров и устройств объемного гидропривода (на примере насосного гидропривода поступательного движения)	105
4.2. Влияние схемы включения гидроцилиндров на энергетические характеристики гидропривода	111
4.3. Возможность получения потребного соотношения скоростей втягивания и выдвижения штока при различных схемах включения гидроцилиндра	113
4.4. Выбор индивидуального приводящего двигателя для насоса гидропривода	116
4.5. Выбор площади проходного сечения гидролиний	118
4.6. Расчет переходных процессов, протекающих при включении насосного гидропривода без управления	123
4.7. Расчет процесса торможения выходного звена гидродвигателя после запирания его рабочих полостей	129
4.8. Способы торможения гидроприводов и примеры выбора параметров гидравлических тормозных устройств	134
4.9. Насосный гидропривод со ступенчатым изменением расхода рабочей жидкости	141
4.10. Насосно-аккумуляторный гидропривод	147
4.11. Определение оптимального давления зарядки пневмогидравлического аккумулятора из условия обеспечения его максимальной энергоемкости	157
4.12. Выбор параметров гидроаккумулятора при использовании его для уменьшения амплитуды пульсаций давления	160
4.13. Проектировочный расчет гидропривода с дроссельным управлением	167
4.14. Обоснование соотношения проводимостей рабочих окон дросселирующего гидrorаспределителя, управляющего дифференциальным гидроцилиндром	173
4.15. О возможности улучшении динамических характеристик электрогидравлического следящего привода	179
4.16. Исследование переходных процессов в гидроприводе с дроссельным управлением и постоянным давлением питания	184
4.17. Исследование работы гидропривода при движении поршня гидроцилиндра под действием попутной нагрузки	190
4.18. Влияние схемы исполнения и режима работы гидропривода с замкнутым потоком на его динамические характеристики	196
4.19. Регулирование гидроприводов в режиме постоянной мощности	204
4.20. Проектировочный расчет регулятора мощности прямого действия объемного насоса	216
4.21. Статические характеристики гидропривода с дросселирующим гидrorаспределителем и насосом, регулируемым по давлению	227
4.22. Исследование теплового режима работы гидропривода	234

Глава 5. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЧАСТНЫХ ЗАДАЧ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОПРИВОДОВ	249
5.1. Выбор рабочего объема насоса гидропривода бульдозера	249
5.2. Выбор параметров гидроаккумулятора системы амортизации рабочего оборудования пневмоколесного погрузчика	254
5.3. Выбор параметров пружины ограничителя скорости движения выходного звена гидродвигателя под действием попутной нагрузки	263
5.4. Определение условий самовозбуждения автоколебательного гидравлического вибратора с механической упругой обратной связью	268
5.5. Расчет параметров вибрации, создаваемой автоколебательным гидравлическим вибратором с механической обратной связью с зарозом	274
Глава 6. ПРИМЕНЕНИЕ САПР ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОПРИВОДОВ	281
6.1. Схемотехнический этап проектирования приводов и основные виды проектных процедур	281
6.2. Представление объекта проектирования в виде энергетической цепи	284
6.3. Краткие сведения о САПР, используемых при проектировании гидроприводов	289
6.4. Общие сведения о моделировании гидравлических систем с использованием библиотеки SimHydraulics	296
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	300

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМАХ

- А – гидравлическое устройство или функциональная группа;
- АК – гидроаккумулятор;
- АР – клапан автоматической разгрузки (автомат разгрузки) насоса;
- АТ – теплообменный аппарат (маслоохладитель);
- Б – гидробак;
- БК – блок клапанов;
- БКО – блок обратных клапанов;
- БЗП – запорно-предохранительный блок;
- БП – наполнительный бак;
- ВН – вентиль (кран);
- Д – поворотный гидродвигатель;
- ДП – дросселирующий делитель потока;
- ДР – дроссель, дроссель с обратным клапаном;
- ЗМ – гидрозамок;
- Н – насос;
- КД – клапан давления, клапан давления с обратным клапаном, клапан разности давлений;
- КН – наполнительный клапан;
- КО – обратный клапан;
- КП – напорный клапан (предохранительный или переливной), клапан последовательности;
- КР – клапан редукционный;
- М – гидромотор;
- МН – манометр;
- ПМ – переключатель манометра;
- ПНР – разделительная гидропанель;
- Р – гидрораспределитель;
- РД – реле давления;
- РР – регулятор расхода;
- СН – напорная секция гидрораспределителя;

- СР – рабочая секции гидрораспределителя, объемный синхронизатор расходов;
- СП – промежуточная секция гидрораспределителя;
- СС – сливная секция гидрораспределителя;
- ТЭ – электроконтактный термометр;
- УН – насосная установка;
- УП – перепускное устройство;
- УУ – указатель уровня жидкости;
- Ф – фильтр;
- ФВ – воздушный фильтр;
- Ц – гидроцилиндр;
- A, B* – отверстия для основного потока гидроустройств;
- C* – отверстие проточного канала многозолотникового гидрораспределителя;
- L* – дренажное отверстие;
- P* – напорное отверстие насоса, отверстие для входа рабочей жидкости в гидроустройстве от источника давления;
- T* – сливное отверстие;
- S* – всасывающее отверстие насоса;
- V* – отверстие для гидролинии внешнего управления, действие которого осуществляется путем сообщения с более низким давлением;
- X, Y, Z* – отверстия для гидролиний управления;
- M* – отверстие для измерительных приборов, средств диагностирования и отбора проб

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИНА "ПРОЕКТИРОВАНИЕ"

Проектирование – это процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях еще не существующего объекта, на основе первичного описания этого объекта и (или) алгоритма его функционирования или алгоритма процесса преобразованием (в ряде случаев неоднократным) первичного описания, оптимизацией заданных характеристик объекта и алгоритма его функционирования или алгоритма процесса, устранением некорректности первичного описания и последовательным представлением (при необходимости) описаний на различных языках.

Говоря другими словами, под проектированием следует понимать весь комплекс работ по изысканиям, исследованиям, расчетам и конструированию, связанный с разработкой удовлетворяющих ряду заданных требований вновь создаваемых, а также реконструируемых либо модернизируемых объектов. При проектировании различают, например, следующие объекты: материалы, предметы, процессы, системы (механические, гидравлические, электрические, организационные и др.).

Цель проектирования состоит в том, чтобы о разрабатываемом, пока еще не существующем объекте найти и зафиксировать тот минимум информации, который обеспечит возможность его четкого и однозначного материального воспроизведения.

Процесс проектирования включает в себя следующие стадии: техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект, разработка рабочей документации (ГОСТ 2.103–68) – и производится на основе блочно-иерархического подхода, обуславливающего выделение в процессе проектирования ряда уровней (рис. 1.1.1) [13].

Потребные соотношения между выходными параметрами объекта и соответствующими техническими требованиями называют условиями работоспособности.

Задача проектирования заключается в разработке такого объекта, для которого наилучшим образом выполняются все условия работоспособности во всем допустимом диапазоне изменения внешних параметров и при выполнении всех требований технического задания, представленных в качественной форме.

В последнем положении подчеркнуто то обстоятельство, что проектирование в общем случае предполагает проведение оптимизации характеристик объекта проектирования.

1.2. ОСНОВНЫЕ УСТРОЙСТВА И ПРИНЦИП РАБОТЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Техническое устройство, предназначенное для выполнения определенной самостоятельной функции в объемном гидроприводе посредством взаимодействия с рабочей жидкостью, называют гидроустройством (ГОСТ 17752–81).

По наличию управления гидроустройства подразделяют на управляемые и неуправляемые; по характеру взаимодействия с рабочей средой – на объемные гидромашины, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии; по способу присоединения – на гидроустройства трубного присоединения, стыковые, модульные и встраиваемые (вставные и ввертные).

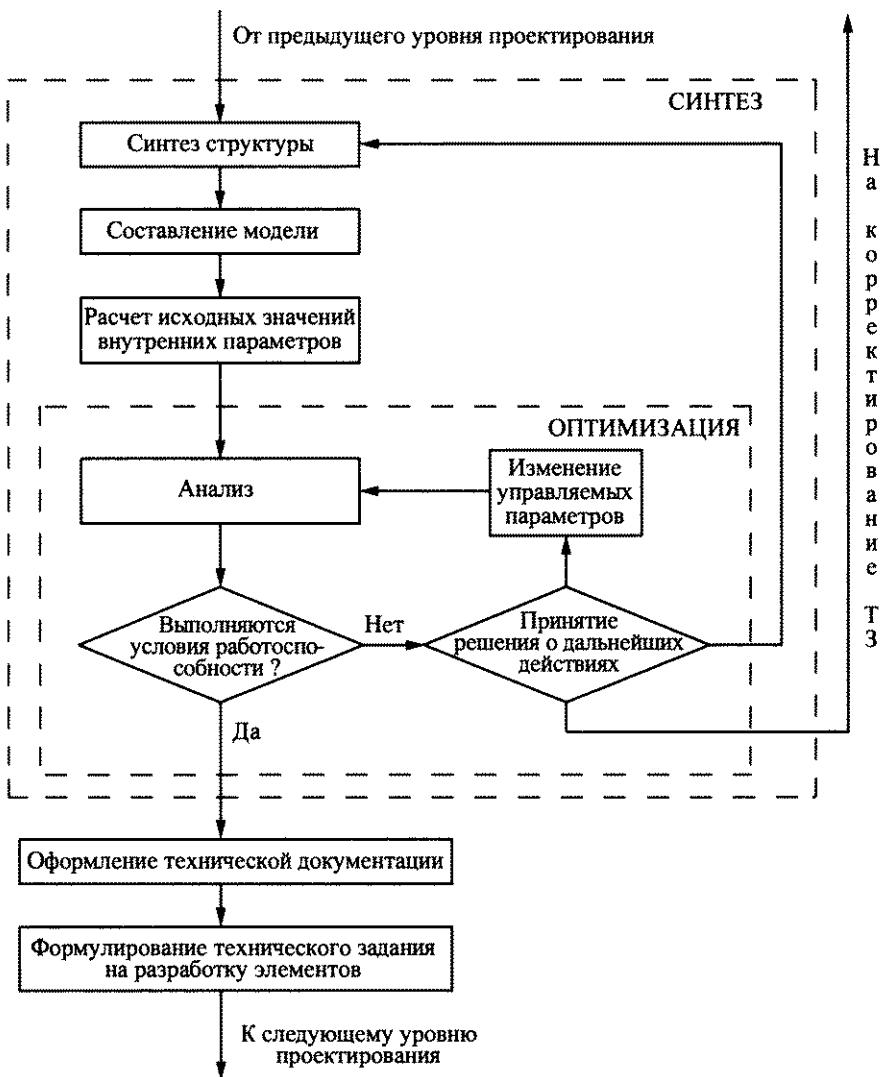


Рис. 1.1.1. Схема процесса проектирования на одном иерархическом уровне

Поскольку объемным гидроприводом называют привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями, то основным определяющим устройством гидропривода является его объемный гидродвигатель. *Объемный гидродвигатель* – это объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию выходного звена. Выходное звено – это элемент гидродвигателя, предназначенный для соединения непосредственно или через механическую передачу с рабочим оборудованием базовой машины.

По характеру движения выходного звена различают следующие типы объемных гидродвигателей: *гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы*. В гид-

роцилиндре выходное звено совершают возвратно-поступательное движение, в гидромоторе – вращательное, в поворотном гидродвигателе – вращательное с ограниченным углом поворота. Выходным звеном гидроцилиндра является шток, плунжер или корпус; выходным звеном поворотного гидродвигателя и гидромотора является вал или корпус.

Помимо объемных гидродвигателей в группу объемных гидромашин входят объемные насосы. Насосы создают поток жидкости путем преобразования механической энергии приводящего двигателя в механическую энергию жидкости. *Объемный насос* – это насос, в котором жидкость среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся с входом и выходом насоса.

Гидроаппараты предназначены для управления потоком рабочей жидкости. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей жидкости, либо изменение направления, пуск и остановка потока рабочей жидкости. Гидроаппараты по конструкции запорно-регулирующего элемента подразделяются на *золотниковые, крановые и клапанные*; по способу внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент – на *регулируемые и настраиваемые*; по принципу действия – на *гидроклапаны* (прямого и непрямого действия) и *гидроаппараты неклапанного действия*; по характеру открытия рабочего проходного сечения – на *регулирующие и направляющие*; по назначению – на *гидроклапаны давления* (напорные: предохранительные и переливные; редукционные; разности давлений; соотношения давлений), *гидроаппараты управления расходом* (синхронизаторы расходов: делители потока, сумматоры потока; гидродроссели; регуляторы расхода), *дросселирующие гидрораспределители, направляющие гидрораспределители, гидроклапаны выдержки времени и последовательности, обратные гидроклапаны, гидрозамки* (односторонние и двусторонние) и *логические гидроклапаны ("И" и "ИЛИ")*.

Кондиционеры рабочей жидкости (гидроочистители, теплообменные аппараты, воздухоспускные устройства, сапуны) служат для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости.

Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода.

Гидролиниями называют гидроустройства, предназначенные для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного гидроустройства к другому. По назначению различают *всасывающие, напорные, сливные, дренажные гидролинии* и линии *управления*. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, каналы и соединения.

Все гидравлические устройства должны быть оснащены уплотнениями, предназначеными для герметизации соединений. Отдельные устройства могут быть объединены в агрегаты, установки и блоки, например: насосный агрегат, насосную установку, рулевую машину, механизм управления и т.п.

Особо следует отметить роль рабочей жидкости в объемных гидроприводах. Рабочая жидкость в гидроприводе является рабочей средой, т.е. носителем энергии. С ее помощью механическая энергия от источника питания передается к гидродвигателю. В связи с выполнением указанной функции рабочую жидкость рассматривают как один из основных элементов объемного гидропривода.

В состав гидроприводов могут входить электротехнические изделия (приводящие и управляющие электродвигатели, электромагниты, электромеханические преобразователи и т.п.), а также средства измерения и контроля (например, манометры, термометры, датчики уровня и т.п.).

Основными силовыми и кинематическими параметрами объемных гидроприводов являются соответственно давление p и расход Q рабочей жидкости, определяющие мощность N привода.

Принцип работы объемного гидропривода можно проследить на примере простейшего гидравлического механизма, состоящего из двух плунжерных гидроцилиндров Ц1 и Ц2, полости которых соединены трубопроводом Т (рис. 1.2.1). Гидроцилиндр Ц1 предназначен для работы в режиме насоса, а гидроцилиндр Ц2 – в режиме объемного гидродвигателя (гидроцилиндра). На плунжер гидроцилиндра Ц1 (насоса) действует движущая сила R_1 , а на плунжер гидроцилиндра Ц2 – сила сопротивления (внешняя нагрузка) R_2 .

При перемещении плунжера гидроцилиндра Ц1 внутрь его рабочей полости рабочая жидкость из последней вытесняется по трубопроводу Т в гидроцилиндр Ц2, приводя его плунжер в движение. Если пренебречь потерями давления на пути жидкости из гидроцилиндра Ц1 (насоса) в гидроцилиндр Ц2 (гидродвигатель), а также различием геометрических и скоростных напоров жидкости в полостях обоих гидроцилиндров, то можно считать, что на плунжер гидроцилиндра Ц1 жидкость действует с таким же давлением, какое создается в полости гидроцилиндра Ц2, т.е.

$$p_1 = p_2, \quad (1.2.1)$$

где p_1, p_2 – значения давления рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров соответственно Ц1 и Ц2.

Уравнения баланса сил, действующих на плунжеры гидроцилиндров Ц1 и Ц2 при их установившемся движении, при пренебрежении трением имеют вид:

$$R_1 = p_1 A_1; \quad (1.2.2)$$

$$R_2 = p_2 A_2, \quad (1.2.3)$$

где A_1, A_2 – эффективные площади плунжеров гидроцилиндров соответственно Ц1 и Ц2.

Обозначив [с учетом равенства (1.2.1)] $p = p_1 = p_2$, на основании уравнений (1.2.2) и (1.2.3) получаем

$$p = R_2/A_2; \quad (1.2.4)$$

$$R_1/R_2 = A_1/A_2. \quad (1.2.5)$$

Сила pA_2 давления жидкости на плунжер гидроцилиндра Ц2 обеспечивает преодоление внешней нагрузки R_2 и движение плунжера с совершением полезной работы.

Следует отметить, что хотя давление жидкости и создается насосом, но текущая величина этого давления определяется не параметрами и конструкцией насоса, а, главным образом, силой сопротивления на выходном звене гидродвигателя. Это видно из выражения (1.2.4).

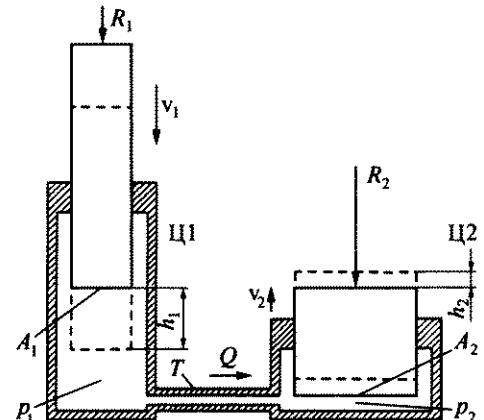


Рис. 1.2.1. Схема к пояснению принципа работы объемного гидропривода

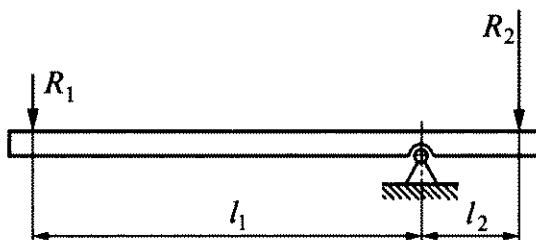


Рис. 1.2.2. Механический аналог идеального объемного гидропривода с соотношением характерных геометрических размеров насоса и гидродвигателя, равным $A_1/A_2 = l_2/l_1$

звене гидродвигателя и уменьшается с уменьшением нагрузки на выходном звене гидродвигателя и уменьшается с уменьшением нагрузки на выходном звене гидродвигателя. Чем больше эффективная площадь A_2 плунжера гидроцилиндра Ц2, тем при неизменной нагрузке R_2 меньше давление p жидкости. Для преодоления одной и той же нагрузки можно применить гидродвигатель меньших геометрических размеров, но работающий на повышенном давлении.

Если не учитывать утечки, то количество жидкости, вытесняемой плунжером из полости гидроцилиндра Ц1 (см. рис. 1.2.1), равно количеству жидкости, поступающей за тот же отрезок времени t в полость гидроцилиндра Ц2. В соответствии с этим

$$h_1/h_2 = A_2/A_1, \quad (1.2.6)$$

где h_1, h_2 – соответствующие перемещения плунжеров гидроцилиндров Ц1 и Ц2.

На основании соотношений (1.2.5) и (1.2.6) имеем

$$R_1/R_2 = h_2/h_1. \quad (1.2.7)$$

Исходя из последнего выражения, действие рассматриваемого гидравлического механизма можно сравнить с работой рычага (рис. 1.2.2), имеющего длины плеч l_1 и l_2 (на которые действуют силы R_1 и R_2), связанные соотношением

$$l_1/l_2 = A_2/A_1. \quad (1.2.8)$$

Разделив обе части выражения (1.2.6) на время t , получаем

$$v_2 = Q/A_2, \quad (1.2.9)$$

где Q – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр Ц2 (гидродвигатель) из гидроцилиндра Ц1 (от насоса),

$$Q = A_1 v_1; \quad (1.2.10)$$

v_1, v_2 – скорости движения плунжеров гидроцилиндров, соответственно, Ц1 и Ц2,

$$v_1 = h_1/t; \quad (1.2.11)$$

$$v_2 = h_2/t. \quad (1.2.12)$$

Насос должен быть подобран таким образом, чтобы он мог обеспечить необходимые максимальное рабочее давление в гидроприводе и расход рабочей жидкости.

В общем случае давление жидкости в гидроприводе определяется не только внешней нагрузкой, но и трением в гидродвигателе, что несложно показать. На холостом ходу ($R_2 = 0$) давление в основном зависит от силы трения в гидродвигателе.

Давление жидкости увеличивается с увеличением нагрузки на выходном

звене гидродвигателя. Давление жидкости при прочих равных условиях зависит также от геометрических размеров рабочих элементов гидродвигателя.

Чем больше эффективная площадь A_2 плунжера гидроцилиндра Ц2, тем

при неизменной нагрузке R_2 меньше давление p жидкости. Для преодоления одной и той же нагрузки можно применить гидродвигатель меньших геометрических размеров, но работающий на повышенном давлении.

Если не учитывать утечки, то количество жидкости, вытесняемой плунжером из полости гидроцилиндра Ц1 (см. рис. 1.2.1), равно количеству жидкости, поступающей за тот же отрезок времени t в полость гидроцилиндра Ц2. В соответствии с этим

$$h_1/h_2 = A_2/A_1, \quad (1.2.6)$$

где h_1, h_2 – соответствующие перемещения плунжеров гидроцилиндров Ц1 и Ц2.

На основании соотношений (1.2.5) и (1.2.6) имеем

$$R_1/R_2 = h_2/h_1. \quad (1.2.7)$$

Исходя из последнего выражения, действие рассматриваемого гидравлического механизма можно сравнить с работой рычага (рис. 1.2.2), имеющего длины плеч l_1 и l_2 (на которые действуют силы R_1 и R_2), связанные соотношением

$$l_1/l_2 = A_2/A_1. \quad (1.2.8)$$

Разделив обе части выражения (1.2.6) на время t , получаем

$$v_2 = Q/A_2, \quad (1.2.9)$$

где Q – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр Ц2 (гидродвигатель) из гидроцилиндра Ц1 (от насоса),

$$Q = A_1 v_1; \quad (1.2.10)$$

v_1, v_2 – скорости движения плунжеров гидроцилиндров, соответственно, Ц1 и Ц2,

$$v_1 = h_1/t; \quad (1.2.11)$$

$$v_2 = h_2/t. \quad (1.2.12)$$

Согласно формуле (1.2.9) скорость движения выходного звена гидродвигателя прямо пропорциональна расходу жидкости, поступающей в этот гидродвигатель. Следовательно, для того чтобы изменить скорость движения выходного звена гидравлического привода, необходимо изменить расход жидкости на входе гидродвигателя.

Мощность N , развиваемая на плунжере гидроцилиндра Ц2 (выходном звене гидродвигателя), определяется выражением

$$N = R_2 v_2. \quad (1.2.13)$$

В рассматриваемом случае (в связи с тем, что все выкладки проводились без учета потерь энергии) мощность, подводимая к плунжеру гидроцилиндра Ц1 (входному звену насоса), также равна N , т.е.

$$N = R_1 v_1.$$

В этом несложно убедиться, разделив обе части соотношения (1.2.7) на время t и учитя выражения (1.2.11), (1.2.12) и (1.2.13).

С учетом выражений (1.2.4) и (1.2.9) выражение (1.2.13) приводится к виду

$$N = pQ. \quad (1.2.14)$$

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Объемным гидроприводом называют привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями (ГОСТ 17752–81).

По источнику подачи рабочей жидкости объемные гидроприводы подразделяют на *насосные, аккумуляторные и магистральные*; по характеру движения выходного звена – на гидроприводы *поступательного, поворотного и вращательного движения*; по наличию управления – на гидроприводы *без управления и с управлением* (рис. 1.3.1).

По виду управления классифицируют на гидроприводы *с ручным и с автоматическим управлением*, а по управляющему устройству – на гидроприводы *с дроссельным, машинным и машинно-дроссельным управлением и с управлением приводящим двигателем*.

Гидроприводы с автоматическим управлением по задаче управления подразделяют на *стабилизирующие, программные и следящие*. Гидроприводы с ручным управлением по задаче управления являются следящими.

Насосные гидроприводы классифицируют по циркуляции рабочей жидкости на гидроприводы *с разомкнутым и с замкнутым потоком*.

В насосном гидроприводе (рис. 1.3.2, а) рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода. В зависимости от типа приводящего двигателя допускаются термины "электронасосный гидропривод", "дизельный гидропривод", "турбонасосный гидропривод" и т.д. В насосном гидроприводе могут использоваться как объемные, так и динамические насосы.

Гидроприводом с разомкнутым потоком называют насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак. В гидроприводе с замкнутым потоком рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает на вход насоса.

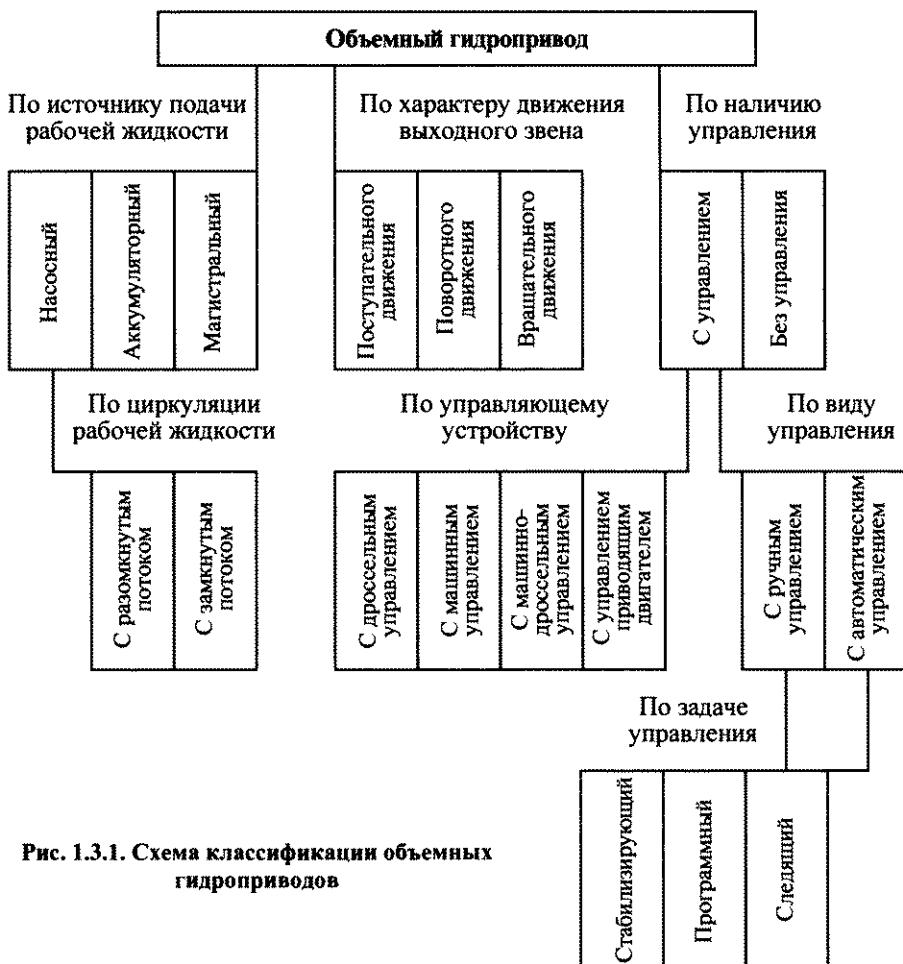


Рис. 1.3.1. Схема классификации объемных гидроприводов

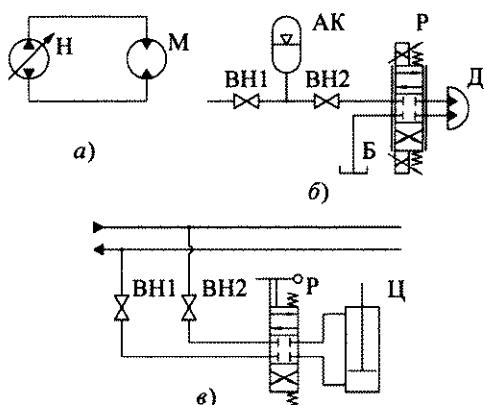


Рис. 1.3.2. Схемы насосного гидропривода с замкнутым потоком, вращательного движения, с машинным управлением (а), аккумуляторного гидропривода поворотного движения с дроссельным управлением (б) и магистрального гидропривода поступательного движения (в)

В аккумуляторном гидроприводе (рис. 1.3.2, б) рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не входящего в состав привода.

В магистральном гидроприводе (рис. 1.3.2, в) рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель от гидромагистрали, не входящей в состав привода. Гидромагистраль представляет собой трубопровод, по которому рабочая жидкость подается от насосной установки к группе объемных гидроприводов, которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо друг от друга.

В гидроприводе поступательного движения гидродвигателем является гидроцилиндр, в гидроприводе поворотного движения – поворотный гидродвигатель, а в гидроприводе вращательного движения – гидромотор.

Объемный гидропривод с постоянными параметрами движения выходного звена объемного гидродвигателя называют гидроприводом без управления, а с изменяющимися – гидроприводом с управлением.

В гидроприводе с ручным управлением управление параметрами движения выходного звена объемного гидродвигателя осуществляется с помощью устройств, управляемых вручную, а в гидроприводе с автоматическим управлением – автоматически.

В стабилизирующем гидроприводе регулируемый параметр движения выходного звена поддерживается постоянным, в программном гидроприводе – изменяется по заранее заданной программе, а в следящем гидроприводе – изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого заранее неизвестно.

Гидроприводом с дроссельным управлением называют гидропривод, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом.

В гидроприводе с машинным управлением управление параметром движения выходного звена осуществляется регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими объемными гидромашинами, в гидроприводе с машинно-дроссельным управлением – регулирующим гидроаппаратом и объемной гидромашиной, в гидроприводе с управлением приводящим двигателем – изменением частоты вращения приводящего двигателя.

1.4. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СХЕМ

Схемы в зависимости от видов элементов и связей, входящих в состав изделия (установки), подразделяют на следующие виды: электрические (Э), гидравлические (Г), пневматические (П), газовые (кроме пневматических) (Х), кинематические (К), вакуумные (В), оптические (Л), энергетические (Р), деления (Е) и комбинированные (С). В зависимости от основного назначения схемы подразделяют на следующие типы: структурные (1), функциональные (2), принципиальные (3), соединений (4), подключения (5), общие (6), расположения (7) и объединенные (0) (ГОСТ 2.701–84). Здесь вслед за наименованием в скобках приведено обозначение соответственно вида или типа схемы.

Структурной называют схему, определяющую основные функциональные части изделия, их назначение и взаимосвязи. При этом под функциональной частью понимают: элемент, устройство, функциональную группу.

Элементом является составная часть схемы, которая выполняет определенную функцию в изделии и не может быть разделена на части, имеющие самостоятельное на-

значение и собственные условные графические и буквенно-цифровые обозначения (например, труба, насос, муфта и т.п.). Устройство – это совокупность элементов, представляющих единую конструкцию. Функциональная группа представляет собой совокупность элементов, выполняющих в изделии определенную функцию и не объединенных в единую конструкцию.

Структурные схемы разрабатывают при проектировании изделий на стадиях, предшествующих разработке схем других типов, и пользуются ими для общего ознакомления с изделием.

Функциональная схема – это схема, разъясняющая определенные процессы, протекающие в отдельных функциональных цепях (линиях, каналах, трактах) изделия (установки) или в изделии (установке) в целом.

Принципиальной называют схему, определяющую полный состав элементов и связей между ними и, как правило, дающую детальное представление о принципах работы изделия (установки). Принципиальными схемами пользуются для изучения принципов работы изделий (установок), а также при их наладке, контроле и ремонте. Они служат основанием для разработки других конструкторских документов, например схем соединений и чертежей.

Схема соединений показывает соединения составных частей изделия (установки) и определяет провода, жгуты, кабели или трубопроводы, которыми осуществляются эти соединения, а также места их присоединений и ввода (разъемы, платы, зажимы и т.п.). Схемами соединений пользуются при разработке других конструкторских документов, в первую очередь, чертежей, определяющих прокладку и способы крепления проводов, жгутов, кабелей или трубопроводов в изделии (установке), а также для осуществления присоединений и при контроле, эксплуатации и ремонте изделий (установок).

Схема подключения показывает внешние подключения изделия. *Общая схема* определяет составные части комплекса и соединения их между собой на месте эксплуатации. *Схема расположения* определяет относительное расположение составных частей изделия (установки), а при необходимости, также жгутов, проводов, кабелей, трубопроводов и т.п. В том случае, когда на одном конструкторском документе выполняют схемы двух или нескольких типов для одного изделия (одной установки), схему называют *объединенной*.

Для изделия, в состав которого входят элементы разных видов, разрабатывают несколько схем соответствующих видов одного типа, например, схему электрическую принципиальную и схему гидравлическую принципиальную, или одну комбинированную схему, содержащую элементы и связи разных видов.

На схеме одного вида допускается изображать элементы схем другого вида, непосредственно влияющие на работу изделия по схеме данного вида, а также элементы и устройства, не входящие в изделие, на которое составляют схему, но необходимые для разъяснения принципов работы изделия. Графические обозначения таких элементов и устройств отделяют на схеме штрихпунктирными линиями, равными по толщине линиям связи, и помещают надписи, указывая в них местонахождение этих элементов, а также необходимые данные.

Схему деления изделия на составные части выпускают для определения состава изделия.

Наименование и код схем определяют их видом и типом. Наименование комбинированной схемы определяют комбинированными видами схем и типом схемы. Наименование объединенной схемы определяют видом схемы и объединенными типами схемы.

Код схемы должен состоять из буквенной части, определяющей вид схемы, и цифровой части, определяющей тип схемы.

Ниже приведены примеры наименований и (через тире) кодов схем: схема электрическая принципиальная – Э3; схема гидравлическая соединений – Г4; схема деления структурная – Е1; схема электрогидравлическая принципиальная – С3; схема электрогидропневмокинематическая принципиальная – С3; схема электрическая соединений и подключения – Э0; схема гидравлическая структурная, принципиальная и соединений – Г0.

К схемам или взамен схем в случаях, установленных правилами выполнения конкретных видов схем, выпускают в виде самостоятельных документов таблицы, содержащие сведения о расположении устройств, соединениях, местах подключения и другую информацию. Таким документам присваивают код, состоящий из буквы Т и кода соответствующей схемы. Например, код таблицы соединений к электрической схеме соединений выглядит следующим образом: ТЭ4. В основной надписи документа в графе I указывают наименование изделия, а также наименование документа "Таблица соединений". Таблицы соединений записывают в спецификацию после схем, к которым они выпущены, или вместо них.

Допускается разрабатывать совмещенные схемы, когда на схемах одного типа помещают сведения, характерные для схем другого типа, например, на схеме соединений изделия показывают его внешние подключения.

Допускается выполнять схему определенного вида и типа на изделие на нескольких листах или вместо одной схемы определенного вида и типа выполнять совокупность схем того же вида и типа. При этом каждая схема должна быть оформлена как самостоятельный документ.

Гидравлические и пневматические схемы в зависимости от их основного назначения разделяются на следующие типы: *структурные, принципиальные, соединений* (ГОСТ 2.704–76).

На структурной схеме изображают все основные функциональные части изделия (элементы, устройства и функциональные группы) и основные взаимосвязи между ними. Функциональные части изображают сплошными основными линиями в виде прямоугольников или условных графических обозначений. Графическое построение схемы должно давать наиболее наглядное представление о последовательности взаимодействия функциональных частей в изделии. На линиях взаимосвязей рекомендуется указывать направление движения рабочей среды.

На схеме должно быть указано наименование каждой функциональной части изделия, для обозначения которой применен прямоугольник. При изображении функциональных частей в виде прямоугольников наименования, типы, обозначения и функциональные зависимости рекомендуется вписывать внутрь прямоугольников. При большом количестве функциональных частей допускается взамен наименований, типов и обозначений проставлять справа от изображения функциональной части или над ним ее порядковый номер, присваивая номера функциональным частям, как правило, в направлении сверху вниз и слева направо (по схеме). В последнем случае наименования, типы и обозначения функциональных частей указывают в таблице, которую помещают на поле схемы.

На принципиальной схеме изображают все гидравлические элементы или устройства, необходимые для осуществления и контроля в изделии заданных гидравлических процессов, и все гидравлические связи между ними.

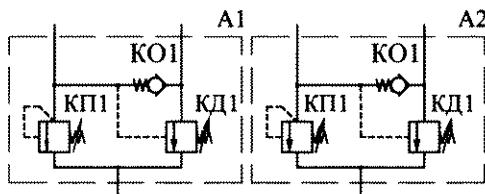


Рис. 1.4.1. Пример простановки позиционных обозначений элементов и устройств на гидравлической принципиальной схеме:

A1, A2 – одинаковые гидравлические устройства; KД1 – клапан давления; KO1 – обратный клапан; KП1 – предохранительный клапан

Элементы и устройства на принципиальной схеме изображают в виде условных графических обозначений, предусмотренных ГОСТ 2.780–96, ГОСТ 2.781–96, ГОСТ 2.782–96, ГОСТ 2.784–96.

Все элементы и устройства изображают на схемах, как правило, в исходном положении. В технически обоснованных случаях допускается отдельные элементы схемы или всю схему вычерчивать в выбранном рабочем положении с указанием на поле схемы положения, для которого изображены эти элементы или вся схема.

Все элементы и устройства, входящие в изделие и изображенные на схеме, должны иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения и порядкового номера, простоявшего после буквенного обозначения. Буквенное обозначение должно представлять собой сокращенное наименование элемента, составленное из его начальных или характерных букв, например, аппарат теплообменный – АТ, гидробак – Б, делитель потока – ДП, дроссель – ДР, клапан – К, устройство воздухоспускное – УВ. Буквенные позиционные обозначения наиболее распространенных элементов стандартизованы (ГОСТ 2.704–76).

Порядковые номера элементам (устройствам) следует присваивать, начиная с единицы, в пределах группы элементов (устройств), которым на схеме присвоено одинаковое буквенное позиционное обозначение, например Р1, Р2, Р3 и т.д., КП1, КП2, КП3 и т.д. Порядковые номера должны быть присвоены в соответствии с последовательностью расположения элементов или устройств на схеме сверху вниз в направлении слева направо. При необходимости допускается изменять последовательность присвоения порядковых номеров в зависимости от размещения элементов в изделии или от направления движения рабочей среды (рабочей жидкости). При внесении изменений в схему последовательность присвоения порядковых номеров может быть нарушена.

Позиционные обозначения элементам (устройствам) следует присваивать в пределах изделия (установки).

Допускается позиционные обозначения элементам присваивать в пределах каждого устройства. Если в состав изделия входит несколько одинаковых устройств, то позиционные обозначения элементам следует присваивать в пределах этих устройств (рис. 1.4.1).

Поз. обозна- чение	Наименование	Кол.	Примечание
20			
110			
10			
185			
15			8 mm

Рис. 1.4.2. Оформление головки перечня элементов к схеме

Зона	Поз. обозна- чение	Наименование	Кол.	Примечание
8	20	110	10	
		185		

Рис. 1.4.3. Оформление головки перечня элементов при разбивке схемы на зоны

Элементам, не входящим в устройства, позиционные обозначения присваивают после элементов, входящих в устройства.

Позиционные обозначения проставляют на схеме рядом с условными графическими обозначениями элементов и (или) устройств с правой стороны или над ними.

Данные об элементах должны быть записаны в перечень элементов. При этом связь перечня с условными графическими обозначениями элементов должна осуществляться через позиционные обозначения. Перечень элементов оформляют в виде таблицы (рис. 1.4.2), заполняемой сверху вниз и помещают на первом листе схемы или выполняют в виде самостоятельного документа. Если перечень элементов помещают на первом листе схемы, то его располагают, как правило, над основной надписью. Расстояние между перечнем элементов и основной надписью должно быть не менее 12 мм. Продолжение перечня элементов помещают слева от основной надписи, повторяя головку таблицы. Перечень элементов в виде самостоятельного документа выполняют на листах формата А4 по ГОСТ 2.301–2006. Основную надпись и дополнительные графы к ней выполняют по ГОСТ 2.104–68 (формы 2 и 2а).

В графе "Поз. обозначение" перечня (см. рис. 1.4.2) указывают позиционное обозначение элемента, устройства или обозначение функциональной группы, в графе "Наименование" – наименование элемента (устройства) в соответствии с документом, на основании которого данный элемент (устройство) применен, и обозначение этого документа. При необходимости указания технических характеристик элемента, не содержащихся в его наименовании, эти характеристики рекомендуется указывать в графе "Примечание". При разбивке поля схемы на зоны перечень элементов дополняют графой "Зона" (рис. 1.4.3), указывая в ней обозначение зоны, в которой расположен данный элемент (устройство).

Элементы в перечень записывают группами в алфавитном порядке буквенных позиционных обозначений. В пределах каждой группы элементов с одним и тем же буквенным позиционным обозначением элементы располагают по возрастанию порядковых номеров. Элементы одного типа с одинаковыми гидравлическими параметрами, имеющие на схеме последовательные порядковые номера, допускается записывать в перечень в одну строку. В этом случае в графу "Поз. обозначение" вписывают только позиционные обозначения элементов с наименьшим и наибольшим порядковыми номерами, например: ЗМ1, ЗМ2; МН4...МН8, а в графу "Кол." – общее количество таких элементов.

При фиксации в перечне элементов, имеющих одинаковую буквенную часть позиционных обозначений, допускается записывать в графе "Наименование" наименование элементов в виде общего наименования (заголовка) с указанием в нем обозначений документов, на основании которых эти элементы применены.

Если позиционные обозначения элементам присвоены в пределах устройств или в изделие входят одинаковые функциональные группы, то в перечень элементы, относящиеся к устройствам и функциональным группам, записывают отдельно. Запись элементов, входящих в каждое устройство и функциональную группу, начинают с соответствующего заголовка. Заголовок (название устройства или функциональной группы) записывают в графе "Наименование" и подчеркивают. Если в изделии имеется несколько одинаковых устройств или функциональных групп, то в перечне указывают количество элементов, входящих в одно устройство или функциональную группу. Общее количество одинаковых устройств и функциональных групп указывают в графе "Кол." на одной строке с соответствующим заголовком.

Если в изделии имеются элементы, не входящие в состав устройств и функциональных групп, то при заполнении перечня в первую очередь записывают эти элементы.

Обозначение функциональной группы образуют из букв или букв и цифр, в сокращенной форме указывающих функциональное назначение группы, и указывают на схеме сверху или справа около изображения этой функциональной группы. Функциональным группам, имеющим тождественные принципиальные схемы, следует присваивать одно и то же условное обозначение. Допускается в условные обозначения одинаковых функциональных групп включать порядковые номера, отделяя их от основного обозначения точкой, например: ПДС.1; ПДС.2 и т.п.

При наличии в изделии нескольких одинаковых функциональных групп позиционные обозначения, присвоенные элементам одной из этих групп, следует повторить во всех последующих группах.

Если в устройство входят элементы, не являющиеся самостоятельными конструкциями, то допускается присваивать этим элементам условные позиционные обозначения, которые образуются из позиционного обозначения соответствующего устройства и условного порядкового номера, разделенных точкой. Условные позиционные обозначения в перечне элементов не указывают.

На схеме следует указывать обозначения выводов (соединений) элементов (устройств), нанесенные на изделиях или установленные в документации на них.

Если в изделие входят несколько одинаковых устройств, не имеющих самостоятельных принципиальных схем, или несколько одинаковых функциональных групп, то на схеме изделия допускается не повторять схемы этих устройств или функциональных групп. В указанном случае устройство или функциональную группу изображают в виде прямоугольника, а схему такого устройства или функциональной группы изображают внутри одного из прямоугольников или помещают на поле схемы с соответствующей ссылкой на нее в каждом из прямоугольников, например: Схема разделительной панели АБВГ.XXXXXX.156.

Для упрощения начертания схемы путем сокращения длины изображения линий слива и дренажа допускается условное графическое обозначение гидробака повторять около условного графического обозначения соответствующего элемента. При сокращении длины изображения линий напора обозначение источника питания повторно не приводят, а на входе соответствующего элемента или устройства показывают обозначение подвода рабочей среды.

Полная информация о правилах выполнения гидравлических принципиальных схем приведена в ГОСТ 2.704–76.

На схеме соединений изображают все гидравлические элементы и устройства, входящие в состав изделия, а также трубопроводы и элементы соединений трубопроводов.

Элементы, устройства и соединения трубопроводов изображают в виде упрощенных внешних очертаний. Элементы и устройства допускается изображать в виде прямо-

угольников. Соединения трубопроводов допускается изображать в виде условных графических обозначений. Трубопроводы изображают сплошными основными линиями.

Расположение графических обозначений элементов и устройств на схеме должно примерно соответствовать действительному размещению элементов и устройств в изделии. Допускается не отражать на схеме расположение элементов и устройств в изделии, если схему выполняют на нескольких листах или размещение элементов и устройств на месте эксплуатации неизвестно.

Около графических обозначений элементов и устройств на схеме соединений указывают позиционные обозначения, присвоенные им на принципиальной схеме.

Около или внутри графического обозначения устройства и около графического обозначения элемента допускается указывать его наименование и тип и (или) обозначение документа, на основании которого устройство применено, номинальные значения основных параметров: давления, подачи, расхода и т.п.

На схеме около условных графических обозначений элементов, требующих пояснения в условиях эксплуатации, помещают соответствующие надписи, знаки или графические обозначения. Надписи, знаки или графические обозначения, предназначенные для нанесения на изделие, на схеме помещают в кавычки.

При отсутствии принципиальной схемы изделия на схеме соединений элементам и устройствам, а также элементам, не вошедшим в принципиальные схемы составных частей изделия (трубопроводам, соединениям трубопроводов и т.п.), присваивают позиционные обозначения в соответствии с ранее изложенными правилами и записывают эти обозначения в перечень элементов указанным выше образом.

На схеме следует указывать обозначения выводов (соединений) элементов (устройств), нанесенные на изделиях или установленные в документации на них. Если в конструкции элемента (устройства) и в документации на него обозначения выводов (соединений) не указаны, то допускается условно присваивать им обозначения на схеме, повторяя их в дальнейшем в соответствующих конструкторских документах. При этом на поле схемы помещают соответствующее пояснение.

При изображении на схеме нескольких одинаковых элементов (устройств) обозначения выводов (соединений) допускается указывать для одного из них.

Для упрощения начертания схемы допускается сливать отдельные трубопроводы, идущие на схеме в одном направлении, в группы трубопроводов, которые изображают одной линией. При подходе к выводам элементов (устройств) каждый трубопровод изображают отдельной линией.

Допускается отдельные линии, изображающие трубопроводы и группы трубопроводов, не проводить или обрывать их около мест присоединения, если их изображение затрудняет чтение схемы. В этих случаях на схеме около мест присоединения трубопроводов или в таблице около элементов и устройств помещают сведения в объеме, достаточном для обеспечения однозначного соединения трубопроводов.

В пределах изделия трубопроводам должны быть присвоены цифровые позиционные обозначения. Допускается нумеровать группы трубопроводов. Порядковые номера группам трубопроводов присваивают после нумерации трубопроводов.

Если на принципиальной схеме линиям связи присвоены обозначения, то всем трубопроводам присваивают эти же обозначения.

Позиционные обозначения трубопроводов на схеме проставляют, как правило, около обоих концов изображений трубопроводов. Номера групп трубопроводов проставляют с использованием линий-выносок. При изображении на схеме трубопроводов (групп трубопроводов) большой длины номера проставляют через промежутки, определяемые удобством пользования схемой.

Линии, изображающие трубопроводы или группы трубопроводов, допускается доводить только до контура графического обозначения элемента (устройства), не показывая их присоединения. При этом у мест присоединения трубопроводов (около выводов) показывают концы линий, изображающих трубопроводы, и указывают их обозначения, а концы линий направляют в сторону соответствующих трубопроводов.

В перечне элементов для трубопроводов должны быть указаны сортамент и материал труб. Допускается данные о трубопроводах указывать около линий, изображающих трубопроводы.

Обозначения присоединительных отверстий гидроустройств в соответствии с ГОСТ 24242–97 (ИСО 9461–92) предлагается выполнять с помощью следующих прописных букв:

A, B – отверстия для основного потока гидроустройств;

C – отверстие проточного канала многозолотникового гидрораспределителя;

L – дренажное отверстие;

P – напорное отверстие насоса, отверстие для входа рабочей жидкости в гидроустройство от источника давления;

T – сливное отверстие;

S – всасывающее отверстие насоса;

V – отверстие для гидролинии внешнего управления, действие которого осуществляется путем сообщения с более низким давлением;

X, Y, Z – отверстия для гидролиний управления;

M – отверстие для измерительных приборов, средств диагностирования и отбора проб.

Если гидроустройство имеет несколько отверстий одинакового назначения, их следует обозначать соответствующими буквами с добавлением цифрового или буквенного индекса.

Электромагнит должен обозначаться той же буквой, что и отверстие основного потока, в котором создается давление при срабатывании данного электромагнита. При этом для обозначения электромагнита используется соответствующая строчная буква.

Глава 2

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ ПРИ РАБОТЕ ГИДРОПРИВОДОВ

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

В процессе проектирования любой сложной технической системы формируются определенные представления об этой системе, отражающие ее существенные свойства с той или иной точки зрения. В этих представлениях можно выделить составные части – *уровни проектирования*. В один уровень, как правило, объединяются представления, имеющие общую физическую основу и допускающие для своего описания использование одного и того же математического аппарата. Уровни проектирования, выделяемые по степени подробности, с которой отражаются свойства проектируемого объекта, называют *горизонтальными* (*иерархическими*). Выделение горизонтальных уровней лежит в основе блочно-иерархического подхода к проектированию.

Блочно-иерархическое представление объектов проектирования естественным образом включает в себя и математическое представление, т.е. на каждом иерархическом уровне используются свои математические модели, сложность которых согласована с возможностями проведения анализа.

Стремление уменьшить сложность моделей на каждом иерархическом уровне приводит к расчленению представлений о проектируемых объектах на большое количество уровней. Наиболее крупными и имеющими место при проектировании большинства технических изделий являются иерархические уровни, которые называют микроуровнем (уровнем В), макроуровнем (уровнем Б), метауровнем (уровнем А). Любой из фактических иерархических уровней или совпадает с одним из названных уровней, или входит в него как некоторый подуровень [13].

При моделировании на *микроуровне* фазовые переменные фигурируют как функции нескольких независимых переменных, к которым относятся пространственные координаты и время, причем и пространство, и время рассматриваются как непрерывные. Математические модели этого уровня отражают процессы, протекающие в общем случае в трехмерной сплошной среде.

Типичные математические модели объектов на *микроуровне* представляют собой системы дифференциальных уравнений в частных производных. В связи с учетом распределения в пространстве воздействий и фазовых переменных эти модели часто называют *распределенными*. Решение дифференциальных уравнений в частных производных представляет значительные вычислительные трудности. Использование распределенных моделей ограничивается случаями объектов с малым количеством участков. Рост сложности задачи при увеличении протяженности пространственных и временных областей быстро приводит к необходимости перехода к следующему иерархическому уровню – *макроуровню*.

На *макроуровне* используют представление о средах как о дискретном пространстве. Эта дискретизация означает переход от распределенных к сосредоточенным моделям. Элементами *макроуровня* являются объекты, которые на *микроуровне* рассматривались как системы. Параметры этих элементов, будучи на *микроуровне* выходными, на *макроуровне* становятся внутренними.

Математические модели проектируемых и исследуемых объектов на макроуровне представляют собой системы обыкновенных дифференциальных уравнений, которые в частных случаях решения задач статики превращаются в алгебраические и трансцендентные. С ростом количества элементов и соответственно порядка систем уравнений возможности решения задач на основе математических моделей макроуровня резко сужаются и становится необходимым переход к представлениям следующего иерархического уровня.

На *метауровне*, называемом также информационным уровнем, с использованием дальнейшего абстрагирования от истинного характера физических процессов удается получить приемлемое по сложности описание процессов, протекающих в проектируемых объектах. На данном уровне функционирование сложных систем рассматривается как цепь событий, происходящих в дискретные моменты времени и заключающихся в изменении состояний элементов систем. Дискретное представление пространства и времени обуславливает дискретность фазовых переменных, которыми являются величины, характеризующие состояния элементов. Роль элементов и внутренних параметров выполняют системы и выходные параметры предыдущего иерархического уровня Б. Фазовые переменные, характеризующие состояние элементов, могут принимать только два значения – значение "занято", если в текущий момент времени элемент работает, и значение "свободно", если элемент находится в состоянии ожидания. Для построения математических моделей метауровня широко используют методы планирования экспериментов, математическую логику, теорию конечных автоматов, теорию массового обслуживания и методы теории автоматического управления.

На каждом иерархическом уровне следует различать математические модели элементов и систем.

Помимо рассмотренного выше деления по степени сложности, связанной с иерархией уровней проектирования, математические модели классифицируют еще по целому ряду признаков.

В зависимости от характера отображаемых свойств проектируемого объекта математические модели делят на *функциональные и структурные*.

Функциональные модели отображают процессы функционирования объекта. Эти модели чаще всего имеют форму систем уравнений. В зависимости от физической природы отображаемых явлений среди функциональных моделей различают модели тепловые, электрические, оптические, гидравлические, электромеханические, газодинамические и т.п.

Структурные модели отображают только структурные (в частности, геометрические) свойства проектируемых объектов. Указанные модели могут иметь форму матриц, графов, списков векторов и характеризуют взаимное расположение элементов в пространстве, наличие непосредственных связей между элементами в виде каналов, проводников, трубопроводов и т.п. Структурные модели обычно используются в тех случаях, когда задачи структурного синтеза удается ставить и решать, абстрагируясь от особенностей физических процессов, происходящих при функционировании объекта проектирования (например, при оформлении конструкторской документации).

Поскольку структурные и функциональные свойства объектов тесно взаимосвязаны, при выполнении большинства проектных процедур требуются модели с отображением особенностей как структуры объекта, так и характера физических или информационных процессов, происходящих в нем при работе. Это требование реализуется в функциональных моделях, которые по этой причине следует считать основным типом моделей, используемых при решении проектных и исследовательских задач.

По способу получения функциональные математические модели делят на *теоретические* (физико-химические) и *формальные* (статистические, или эмпирические).

Теоретические модели получают на основе изучения процессов, происходящих при функционировании объекта, и описания их с использованием естественно-научных законов. Структура уравнений и параметры теоретических моделей имеют определенное физическое толкование. Теоретический подход в большинстве случаев позволяет получить более универсальные математические модели, справедливые для широких диапазонов изменения внешних параметров.

Формальные модели получают на основе проявления свойств моделируемого объекта во внешней среде, т.е. при рассмотрении объекта как кибернетического "черного ящика", путем статистической обработки соответствующих экспериментальных данных. Формальная модель объекта может быть создана даже при отсутствии сведений о механизме его действия. Структура формальных моделей выбирается относительно произвольно. Соответствие формальной модели объекту носит лишь количественный характер и, как правило, имеет место только в той области пространства параметров, для которой получена формальная модель. Однако в большинстве случаев формальные модели являются более простыми по сравнению с теоретическими и их получение является менее трудоемким.

В зависимости от линейности или нелинейности уравнений, входящих в состав математических моделей, модели подразделяют соответственно на *линейные* и *нелинейные*.

По форме представления связей между выходными, внутренними и внешними параметрами объекта проектирования функциональные математические модели классифицируют на *алгоритмические* и *аналитические*. Алгоритмические модели имеют вид систем уравнений, подлежащих решению с использованием того или иного алгоритма. Аналитические модели – это модели, приведенные к совокупности явных зависимостей выходных параметров от внутренних и внешних.

В зависимости от того, учитываются или не учитываются в уравнениях, входящих в состав математической модели, инерционные свойства моделируемого объекта, различают соответственно *динамические* и *статические модели*.

К математическим моделям предъявляют *требования*: адекватности, универсальности, алгоритмической надежности и экономичности.

Модель считается адекватной, если отражает заданные свойства объекта с приемлемой точностью. Под точностью математической модели понимают степень совпадения предсказанных с помощью модели значений выходных параметров объекта с истинными значениями этих параметров.

Реальные объекты, а следовательно, и их модели характеризуются не одним, а несколькими выходными параметрами. Отсюда вытекают первоначальный векторный характер оценки точности и необходимость сведения векторной оценки к скалярной для возможности сопоставления моделей друг с другом.

В качестве оценки точности модели обычно используют одну из следующих норм вектора $\varepsilon = (\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n)$ относительных погрешностей $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ модели по учтываемым выходным параметрам y_1, y_2, \dots, y_n :

1) *m*-норму (максимальный по абсолютной величине элемент вектора)

$$\varepsilon_{\max} = \max_{j \in [1, n]} |\varepsilon_j|,$$

2) *l*-норму (среднее квадратическое значение элементов вектора)

$$\varepsilon_l = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \varepsilon_j^2},$$

где ε_j – относительная погрешность модели по j -му учитываемому выходному параметру объекта ($j = 1, 2, \dots, n$),

$$\varepsilon_j = (y_M - y_j)/y_j;$$

n – количество учитываемых выходных параметров объекта; y_j , y_M – соответственно значение j -го учитываемого выходного параметра объекта и значение того же параметра, определенное расчетным путем с использованием модели объекта.

Модели составляются для многократного использования при анализе разных вариантов исполнения объекта или даже многих типов объектов определенного класса. Так как характер проявления тех или иных свойств объекта зависит от особенностей взаимосвязей объекта с внешней средой и другими объектами, то и показатели точности отображения этих свойств в модели зависят от конкретных условий функционирования объекта. Если задаться максимально допустимой погрешностью $\varepsilon_{\text{доп}}$, то в пространстве внешних параметров можно выделить область, в пределах которой выполняется соответствующее из условий:

$$\varepsilon_{\max} \leq \varepsilon_{\text{доп}} \quad \text{или} \quad \varepsilon_j \leq \varepsilon_{\text{доп}}$$

в зависимости от принятой оценки точности. Эту область называют областью адекватности модели. Возможно введение индивидуальных максимально допустимых значений погрешности $\varepsilon_{\text{доп},j}$ для каждого j -го учитываемого выходного параметра объекта и определение области адекватности как области, в пределах которой одновременно выполняются все n условий вида: $|\varepsilon_j| \leq \varepsilon_{\text{доп},j}$.

Определение областей адекватности для конкретных моделей является сложной процедурой, требующей проведения больших объемов вычислений, которые тем значительнее, чем больше размерность пространства внешних параметров. Для моделей впервые проектируемых объектов из-за высокой трудоемкости области адекватности, как правило, не рассчитывают. Однако для моделей унифицированных элементов расчет областей адекватности представляется оправданным в связи с однократностью определения области адекватности для каждого элемента и многократностью использования информации о ней при проектировании различных систем, в состав которых входит данный элемент. Знание областей адекватности позволяет правильно выбирать модели элементов из числа имеющихся и тем самым повышать достоверность результатов расчетов.

Под универсальностью математической модели понимается возможность ее применения при решении задач анализа более или менее многочисленной группы однотипных объектов в одном или многих режимах функционирования. Степень универсальности математической модели определяется количеством и составом учитываемых в ней внутренних, внешних и выходных параметров.

К сожалению, не всегда условия применимости моделей могут быть четко определены и сформулированы в виде конкретных инструкций пользователям. Свойство модели давать правильные результаты при условии, что все заранее оговоренные ограничения на ее применение соблюdenы, называют *алгоритмической надежностью*. Если универсальность математической модели характеризуется совокупностью заранее оговоренных ограничений на ее применение, то алгоритмическая надежность – наличием ограничений, заранее не выявленных и поэтому не оговоренных. Количественной оценкой алгоритмической надежности служит вероятность получения правильных результатов при соблюдении оговоренных ограничений на применение модели. Если эта вероят-

ность равна единице или близка к ней, то говорят, что модель алгоритмически надежна.

С проблемой алгоритмической надежности тесно связана проблема обусловленности математических моделей и задач. О плохой обусловленности говорят в тех случаях, когда незначительные погрешности в исходных данных приводят к большим погрешностям конечных результатов вычислений. Главная неприятность использования алгоритмически ненадежных и плохо обусловленных моделей состоит в том, что в распоряжении проектировщика может не оказаться информации, позволяющей определить, корректны или нет полученные результаты. Следовательно, возможны ситуации, когда неверное решение в дальнейшем будет использоваться как правильное.

Алгоритмически надежные модели могут характеризоваться различной точностью. Об алгоритмической надежности говорят в тех случаях, когда точность оказывается хуже предельно допустимого значения или решение вообще невозможно получить.

Экономичность математической модели характеризуется затратами вычислительных ресурсов для ее реализации, а именно: затратами машинных времени и памяти при проведении расчетов с использованием модели на ЭВМ. Общие затраты машинных времени и памяти на выполнение какой-либо проектной процедуры зависят как от особенностей используемых при этом моделей, так и от принятых расчетных методов.

В большинстве случаев при использовании численных методов решения уравнений происходит многократное обращение к модели любого элемента, входящего в состав моделируемого объекта. Поэтому целесообразно экономичность модели элемента характеризовать затратами машинного времени, имеющими место при однократном обращении к модели, а количество обращений к модели учитывать при оценке экономичности принятого метода решения. Очевидно, что экономичность математической модели по затратам машинного времени определяется количеством арифметических операций, выполняемых при однократном просчете уравнений модели. Экономичность математической модели по затратам машинной памяти оценивается объемом памяти, необходимым для хранения программной реализации модели. Указанный объем при прочих равных условиях тем больше, чем больше количество учитываемых в модели внутренних, внешних и выходных параметров моделируемого объекта.

Требования высоких точности, алгоритмической надежности и большой степени универсальности, с одной стороны, и высокой экономичности, с другой стороны, являются противоречивыми. Чем детальнее в модели отражаются различные закономерности процессов, происходящих при функционировании моделируемого объекта, тем точнее, надежнее и универсальнее модель, но тем больше требуемый объем вычислений при ее применении и тем больше количество учитываемых параметров объекта.

Удовлетворение требований к математической модели элемента при решении задач какого-либо вида анализа для определенного класса объектов может оказаться далеко не оптимальным при решении других задач с использованием модели того же элемента. Поэтому для одного и того же элемента при проектировании используют не одну, а несколько математических моделей, отличающихся значениями рассмотренных выше показателей эффективности.

2.2. МОДУЛИ ОБЪЕМНОЙ УПРУГОСТИ ЖИДКОСТИ, ГАЗА И ЖИДКОСТНО-ГАЗОВОЙ СМЕСИ

Способность вещества обратимым образом изменять свой объем под действием всестороннего внешнего давления называют *сжимаемостью* (обратимость заключается в том, что после прекращения действия внешнего давления восстанавливается первоначальный объем вещества). При незначительных изменениях давления относительное

изменение объема вещества пропорционально изменению давления. В связи с этим в качестве меры сжимаемости вещества используется так называемый коэффициент объемного сжатия β_p , представляющий собой относительное изменение объема V вещества, приходящееся на единицу изменения давления p :

$$\beta_p = -dV/(Vdp). \quad (2.2.1)$$

Наличие знака "минус" в правой части формулы (2.2.1) связано с тем, что положительному приращению dp (увеличению) давления p соответствует отрицательное приращение dV (уменьшение) объема V вещества.

На практике вместо коэффициента β_p чаще пользуются обратной величиной E :

$$E = 1/\beta_p = -Vdp/dV, \quad (2.2.2)$$

носящей название *модуля объемной упругости*.

В соответствии с выражением (2.2.2) дифференциалы dV и dp соответственно объема и давления вещества связаны между собой уравнением

$$dV = -Vdp/E. \quad (2.2.3)$$

Интегрируя уравнение (2.2.3) в предположении, что модуль упругости E вещества является постоянной величиной (т.е. $E = \text{const}$), получаем:

$$V = V_0 \exp[-(p - p_0)/E], \quad (2.2.4)$$

где V_0 – объем вещества при давлении p_0 .

Если в дополнение к вышепринятым допущениям при интегрировании уравнения (2.2.3) в правой части последнего текущее значение объема V вещества заменить фиксированным значением объема V_0 (с учетом ожидаемой малости различия величин V и V_0), то выражение для определения текущего значения объема вещества приобретает вид:

$$V = V_0 [1 - (p - p_0)/E]. \quad (2.2.5)$$

Зависимости (2.2.4) и (2.2.5) имеют простую структуру и поэтому удобны для использования, однако, будучи приближенными, применимы лишь при $|p - p_0| << E$.

Модуль объемной упругости $E_{\text{ж}}$ капельной дегазированной жидкости (далее просто жидкости) помимо рода самой жидкости зависит от ее температуры Θ , давления p и угловой частоты Ω изменения давления.

При $\Omega \rightarrow 0$ модуль объемной упругости жидкости называют изотермическим, а при $\Omega \rightarrow \infty$ – адиабатическим. При прочих равных условиях значение адиабатического модуля объемной упругости жидкости больше, чем изотермического.

Наиболее достоверный и точный способ определения адиабатического модуля объемной упругости $E_{\text{ж},a}$ жидкости основан на измерении скорости распространения ультразвуковых колебаний в жидкости и использовании известного соотношения:

$$E_{\text{ж},a} = \rho_{\text{ж}} c_{\text{ж}}^2, \quad (2.2.6)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; $c_{\text{ж}}$ – скорость распространения звука в жидкости.

Оптимальным при определении скорости c_{∞} с целью последующего расчета адиабатического модуля объемной упругости $E_{ж.a}$ жидкости является диапазон частот колебаний от 20 до 100 МГц [3].

Изотермический модуль объемной упругости $E_{ж.i}$ жидкости определяют в результате обработки экспериментальных данных о зависимости объема жидкости от давления при медленном изменении давления, основываясь на выражении (2.2.2).

Зависимость изотермического модуля объемной упругости $E_{ж.i}$ жидкости от ее избыточного давления p и температуры Θ с достаточной степенью точности описывается следующим образом:

$$E_{ж.i} = \sum_{i=1}^{\infty} k_i \left[p + \sum_{j=1}^{\infty} \chi_j (\Theta_{p,ж} - \Theta)^j \right]^i, \quad (2.2.7)$$

где k_i , χ_j – коэффициенты пропорциональности ($i = 1, 2, \dots$; $j = 1, 2, \dots$); $\Theta_{p,ж}$ – температура разрушения жидкости.

Причем $k_i > k_{i+1}$, а при $\Theta < 200^\circ\text{C}$ также и $\chi_j > \chi_{j+1}$. Поэтому в первом приближении принимают

$$E_{ж.i} = k_1 [p + \chi_1 (\Theta_{p,ж} - \Theta)]. \quad (2.2.8)$$

Для минеральных масел, используемых в качестве рабочих жидкостей гидросистем, линейная зависимость их изотермического модуля объемной упругости от избыточного давления при фиксированной температуре в пределах значений давления, при которых эксплуатируются современные гидроприводы, подтверждается экспериментально. Однако обнаруживается зависимость (и притом нелинейная) коэффициента пропорциональности k_1 от температуры.

Адиабатический модуль объемной упругости рабочих жидкостей гидросистем (так же, как и изотермический) при прочих равных условиях уменьшается с увеличением температуры жидкости и в пределах значений давления, при которых эксплуатируются современные гидроприводы, линейно зависит от давления.

В силу последних замечаний зависимость модуля объемной упругости жидкости $E_{ж}$ от избыточного давления p при фиксированной температуре Θ может быть представлена в виде:

$$E_{ж} = B_{ж} + A_{ж}p, \quad (2.2.9)$$

где $B_{ж}$ – модуль объемной упругости жидкости при $p = 0$ (т.е. при атмосферном давлении) и рабочей температуре; $A_{ж}$ – коэффициент пропорциональности между изменением модуля объемной упругости жидкости и избыточным давлением p при рабочей температуре.

Поскольку все последующие выкладки справедливы вне зависимости от того, о каком модуле объемной упругости (адиабатическом или изотермическом) идет речь, то здесь и далее в обозначении модуля упругости $E_{ж}$ и параметров $B_{ж}$, $A_{ж}$ дополнительные подстрочные индексы "a" (адиабатический) или "i" (изотермический) для упрощения записей отсутствуют. Отметим лишь, что при расчетах быстро протекающих процессов в гидросистемах, происходящих практически без теплообмена жидкости с окружающей средой, используется адиабатический модуль объемной упругости $E_{ж.a}$ жидкости, а при исследовании медленно протекающих процессов – изотермический $E_{ж.i}$.

С учетом выражений (2.2.3) и (2.2.9) для жидкости имеем:

$$dV_* = -V_* dp / (B_* + A_* p), \quad (2.2.10)$$

где V_* – объем жидкости при избыточном давлении p .

В результате решения уравнения (2.2.10) получаем:

$$V_* = V_{*0} [(B_* + A_* p_0)/(B_* + A_* p)]^{1/A_*}, \quad (2.2.11)$$

где V_{*0} – объем жидкости при давлении p_0 .

Согласно закону сохранения массы:

$$\rho_* V_* = \rho_{*0} V_{*0}, \quad (2.2.12)$$

где ρ_* , ρ_{*0} – значения плотности жидкости соответственно при текущем избыточно давлении p и при давлении p_0 .

Тогда

$$\rho_* = \rho_{*0} V_{*0} / V_* = \rho_{*0} [(B_* + A_* p_0)/(B_* + A_* p)]^{1/A_*}. \quad (2.2.13)$$

В рабочей жидкости гидропривода в процессе его эксплуатации практически всегда имеется газовая составляющая, находящаяся в нерастворенном состоянии (в виде пузырьков) [3; 5; 10; 16], т.е. рабочая жидкость представляет собой фактически жидкостно-газовую смесь. Содержание нерастворенного газа в этой смеси оценивают построением коэффициента δ объемного газосодержания:

$$\delta = V_r / V_{cm}, \quad (2.2.14)$$

где V_r , V_{cm} – объемы соответственно нерастворенного газа в жидкостно-газовой смеси непосредственно самой смеси при текущих значениях температуры и давления смеси.

Поскольку

$$V_{cm} = V_* + V_r, \quad (2.2.15)$$

где V_* – объем собственно жидкости в жидкостно-газовой смеси при текущих значениях температуры и давления смеси, то

$$V_*/V_{cm} = 1 - \delta. \quad (2.2.16)$$

Очевидно, что при неизменном количестве газа в жидкостно-газовой смеси по масе значение коэффициента δ существенно зависит от давления и температуры смеси. В первых, газы и капельные жидкости при прочих равных условиях обладают существенно различающимися значениями коэффициентов объемного сжатия и теплового объемного расширения, а во-вторых, при изменении давления и температуры изменяется соотношение между частями газа, находящимися в смеси в нерастворенном и растворенном состояниях.

При проведении последующих выкладок, учитывая большую "тепловую инерционность" гидросистем, будем полагать, что температура жидкостно-газовой смеси при изменении ее давления не меняется. Кроме того, будем считать, что при изменении давления смеси масса газа, находящегося в жидкости в нерастворенном состоянии, остается постоянной.

Для газовой фракции, находящейся в жидкостно-газовой смеси в нерастворенном состоянии, справедливо уравнение политропного процесса:

$$(p + p_{atm}) V_r^n = (p_0 + p_{atm}) V_{r0}^n, \quad (2.2.17)$$

где $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление; n – показатель политропы; V_{r0} – объем нерастворенного газа в жидкостно-газовой смеси при некотором фиксированном значении p_0 избыточного давления и рабочей температуре смеси.

На основании уравнения (2.2.17) получаем:

$$V_r = V_{r0} [(p_0 + p_{\text{атм}})/(p + p_{\text{атм}})]^{1/n}; \quad (2.2.18)$$

$$dV_r = -V_r dp / [n(p + p_{\text{атм}})]. \quad (2.2.19)$$

Сопоставление выражений (2.2.3) и (2.2.19) позволяет сделать вывод о том, что текущее значение модуля объемной упругости E_r газа определяется его абсолютным давлением:

$$E_r = n(p + p_{\text{атм}}). \quad (2.2.20)$$

В соответствии с определением понятия "модуль объемной упругости вещества" [см. (2.2.2)] модуль объемной упругости $E_{\text{см}}$ жидкостно-газовой смеси составляет:

$$E_{\text{см}} = -V_{\text{см}} dp/dV_{\text{см}}, \quad (2.2.21)$$

откуда [с учетом выражений (2.2.15), (2.2.10), (2.2.19), (2.2.16) и (2.2.14)]

$$1/E_{\text{см}} = (1 - \delta) / (B_{*k} + A_{*k}p) + \delta / [n(p + p_{\text{атм}})]. \quad (2.2.22)$$

Формула (2.2.22) при всей ее простоте удобна для вычисления модуля объемной упругости $E_{\text{см}}$ жидкостно-газовой смеси лишь при условии, что известно значение коэффициента объемного газосодержания δ при текущем значении p избыточного давления смеси. Но поскольку, как правило, текущее значение коэффициента δ , являющегося при прочих равных условиях функцией избыточного давления p жидкостно-газовой смеси, не определено и требует проведения дополнительных вычислений, более предпочтительной является следующая формула, получающаяся на основании выражений (2.2.21), (2.2.15), (2.2.10), (2.2.11), (2.2.18) и (2.2.19):

$$\begin{aligned} E_{\text{см}} = & n(p + p_{\text{атм}})(B_{*k} + A_{*k}p) \{ (1 - \delta_0) [(B_{*k} + A_{*k}p_0)/(B_{*k} + A_{*k}p)]^{1/A_{*k}} + \\ & + \delta_0 [(p_0 + p_{\text{атм}})/(p + p_{\text{атм}})]^{1/n} \} / \{ n(p + p_{\text{атм}})(1 - \delta_0)[(B_{*k} + A_{*k}p_0) / \\ & / (B_{*k} + A_{*k}p)]^{1/A_{*k}} + \delta_0(B_{*k} + A_{*k}p)[(p_0 + p_{\text{атм}})/(p + p_{\text{атм}})]^{1/n} \}, \end{aligned} \quad (2.2.23)$$

где δ_0 – значение коэффициента объемного газосодержания для жидкостно-газовой смеси при фиксированном значении p_0 избыточного давления и рабочей температуре смеси.

2.3. КОЭФФИЦИЕНТЫ УПРУГОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ И РЕЗИНОВЫХ РУКАВОВ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ОПЛЕТКАМИ

При изменении давления в гидравлической системе происходит деформация не только рабочей жидкости, но и стенок гидролиний, в которых последняя заключена.

Из теории упругости известно, что диаметральное перемещение *и* любой точки стенки толстостенной металлической трубы круглого сечения из ненапряженного состояния составляет:

$$u = \left\{ \left[(1 - \mu_m) (D_b^2 p_b - D_h^2 p_h) D + (1 + \mu) D_b^2 D_h^2 (p_b - p_h) / D \right] / (D_h^2 - D_b^2) - \mu \sigma_z D \right\} / E_m, \quad (2.3.1)$$

где μ_m , E_m – соответственно коэффициент Пуассона и модуль упругости материала трубы; D_b , D_h – диаметры соответственно внутренней и наружной поверхностей трубы; D – диаметр поверхности, которой принадлежит рассматриваемая точка стенки трубы ($D_b \leq D \leq D_h$); p_b , p_h – значения давления соответственно внутри и снаружи трубы; σ_z – осевое напряжение стенки трубы.

Ограничимся рассмотрением случая, когда $p_h = 0$ и $\sigma_z = 0$. При этом в соответствии с выражением (2.3.1) имеем:

$$u = [(1 - \mu_m) D_b^2 D + (1 + \mu_m) D_b^2 D_h^2 / D] p_b / [(D_h^2 - D_b^2) E_m]. \quad (2.3.2)$$

Определим диаметральное смещение dD_b точек внутренней поверхности стенки трубы ($D = D_b$) при медленном изменении давления p_b внутри трубы на величину dp_{ct} . Воспользовавшись выражением (2.3.2), получаем:

$$dD_b = D_b dp_{ct} / C, \quad (2.3.3)$$

$$\text{где } C = E_m / [(D_h^2 + D_b^2) / (D_h^2 - D_b^2) + \mu_m].$$

В случае тонкостенной трубы ($D_h \approx D_b$) при пренебрежении величиной коэффициента μ_m коэффициент C можно вычислять по упрощенной формуле:

$$C = 2E_m s / D_b,$$

где s – толщина стенки трубы, $s = (D_h - D_b)/2$.

Из соотношения (2.3.3) следует, что

$$dp_{ct} = C dD_b / D_b. \quad (2.3.4)$$

Для изменения диаметра внутренней поверхности трубы при быстром изменении давления p_b необходимо не только преодолевать силы сопротивления, обусловленные упругими свойствами материала трубы, но и создавать еще дополнительную силу для сообщения каждой частице стенки трубы соответствующего ускорения в радиальном направлении [3]. Для обеспечения указанной силы текущее значение давления внутри трубы при прочих равных условиях должно отличаться от давления p_b , соответствующего медленному изменению давления, на некоторую величину p_{hi} , которая может быть определена на основании второго закона Ньютона следующим образом:

$$p_{hi} = (m/2A) d^2 D_b / dt^2, \quad (2.3.5)$$

где m – масса стенки трубы, $m = \pi (D_h^2 - D_b^2) l \rho_m / 4$; A – площадь внутренней поверхности трубы, $A = \pi D_b l$; ρ_m – плотность материала трубы; l – длина трубы; t – время.

Для случая изменения внутреннего диаметра D_b трубы относительно некоторого среднего значения D_{b0} по гармоническому закону с амплитудой D_a и угловой частотой Ω :

$$D_b = D_{b0} + D_a \sin \Omega t, \quad (2.3.6)$$

с учетом приведенных выше выражений для m и A на основании соотношения (2.3.5) получаем

$$dp_u = - \left(D_h^2 - D_b^2 \right) \rho_m \Omega^2 / (8D_b) dD_b. \quad (2.3.7)$$

Полный дифференциал dp давления внутри трубы, обуславливающий изменение внутреннего диаметра трубы на величину dD_b , в соответствии с принципом суперпозиции равен сумме величин dp_{ct} и dp_u :

$$dp = dp_{ct} + dp_u = C[1 - (\Omega/\Omega_{tp})^2]dD_b/D_b, \quad (2.3.8)$$

где Ω_{tp} – угловая частота собственных радиальных колебаний стенки трубы,

$$\Omega_{tp} = 2c_m \sqrt{2 / \left[(D_h^2 + D_b^2) + \mu_m (D_h^2 - D_b^2) \right]}, \quad (2.3.9)$$

c_m – скорость распространения звука в материале трубы,

$$c_m = \sqrt{E_m / \rho_m}.$$

В случае тонкостенной трубы, пренебрегая различием диаметров D_b и D_h , на основании выражения (2.3.9) получаем следующую упрощенную формулу для определения частоты Ω_{tp}

$$\Omega_{tp} = 2c_m / D_b.$$

Согласно выражению (2.3.8) при учете инерционности стенки трубы изменение dD_b диаметра внутренней поверхности трубы при изменении давления внутри трубы на величину dp составляет

$$dD_b = D_b dp / \{C[1 - (\Omega/\Omega_{tp})^2]\}. \quad (2.3.10)$$

В соответствии с понятием модуля объемной упругости его величина E_{tp} для трубы определяется по формуле

$$E_{tp} = V_{tp} dp / dV_{tp}, \quad (2.3.11)$$

где V_{tp} – внутренний объем трубы, $V_{tp} = \pi D_b^2 l / 4$; dV_{tp} – дифференциал величины V_{tp} ,

$$dV_{tp} = \pi D_b dD_b l / 2.$$

С учетом выражения (2.3.10) формула для вычисления модуля объемной упругости E_{tp} трубы приобретает вид:

$$E_{tp} = C[1 - (\Omega/\Omega_{tp})^2]/2. \quad (2.3.12)$$

Поскольку дифференциал dV_{tp} внутреннего объема трубы согласно выражению (2.3.11) связан с дифференциалом dp давления внутри трубы соотношением

$$dV_{tp} = V_{tp} / E_{tp} dp, \quad (2.3.13)$$

то при выполнении различного рода расчетов переходных процессов, протекающих в гидросистемах, удобно пользоваться так называемым коэффициентом упругости трубы $k_{\text{упр.тр.}}$:

$$k_{\text{упр.тр.}} = V_{\text{тр.}} / E_{\text{тр.}}, \quad (2.3.14)$$

величина которого с учетом приведенных выше зависимостей в общем случае может определяться по формуле:

$$k_{\text{упр.тр.}} = \pi D_b^2 l [(D_h^2 + D_b^2)/(D_h^2 - D_b^2) + \mu_m] / \{2E_m [1 - (\Omega/\Omega_{\text{тр.}})^2]\}. \quad (2.3.15)$$

Если угловая частота Ω вынужденных радиальных колебаний стенки трубы неизвестна, что возможно на начальной стадии расчетов при отсутствии соответствующих экспериментальных данных, то в первом приближении при использовании формул (2.3.12) и (2.3.15) отношением $\Omega/\Omega_{\text{тр.}}$ можно пренебречь.

Формула (2.3.15) может использоваться для приближенного определения коэффициента упругости гидроцилиндра со стороны каждой из его рабочих полостей. В последнем случае величину l следует рассматривать как длину гильзы гидроцилиндра в пределах соответствующей рабочей полости, D_b и D_h – как диаметры соответственно внутренней и наружной поверхностей гильзы гидроцилиндра, E_m – как модуль упругости материала гильзы, а $\Omega_{\text{тр.}}$ – как угловую частоту собственных радиальных колебаний стенки гильзы.

В гидроприводах в качестве гидролиний наряду с металлическими трубопроводами широко применяют резиновые рукава *высокого давления* (РВД) с металлическими оплетками (например, в тех случаях, когда гидравлически соединяемые между собой гидроаппараты и гидромашины в процессе эксплуатации гидропривода совершают относительные перемещения).

Согласно результатам экспериментальных исследований модуль объемной упругости $E_{\text{РВД}}$ РВД при прочих равных условиях увеличивается с ростом манометрического давления p внутри рукава (особенно в области малых значений давления), а также угловой частоты Ω колебаний давления, оставаясь во всем диапазоне давлений, используемых в гидроприводах, меньше модуля объемной упругости рабочей жидкости. В первом приближении зависимость модуля объемной упругости $E_{\text{РВД}}$ РВД от величин p и Ω может быть аппроксимирована выражением

$$E_{\text{РВД}} = B_{\text{РВД}} + A_{\text{РВД}} p^b + k_{\Omega} \Omega, \quad (2.3.16)$$

где $B_{\text{РВД}}$ – модуль объемной упругости РВД при $p = 0$ и $\Omega = 0$; $A_{\text{РВД}}$, k_{Ω} – коэффициенты пропорциональности изменения модуля объемной упругости РВД соответственно величинам p^b и Ω ; b – показатель степени при p ($0 < b < 1$).

Значения величины $B_{\text{РВД}}$, коэффициентов пропорциональности $A_{\text{РВД}}$, k_{Ω} и показателя степени b в выражении (2.3.16) определяются для РВД каждого типоразмера на основании соответствующих экспериментальных данных о зависимости модуля объемной упругости $E_{\text{РВД}}$ РВД данного типоразмера от манометрического давления p внутри рукава и угловой частоты Ω колебаний давления с использованием метода наименьших квадратов или методов теории планирования эксперимента.

Возможно получение соотношения для определения модуля объемной упругости рукава высокого давления с металлическими оплетками на основе его теоретической

модели, учитывающей конструкцию рукава и физические характеристики его отдельных слоев.

Коэффициент упругости $k_{\text{упр.РВД}}$ РВД определяется по формуле

$$k_{\text{упр.РВД}} = V_{\text{РВД}} / E_{\text{РВД}}, \quad (2.3.17)$$

где $V_{\text{РВД}}$ – внутренний объем РВД.

При расчете значений коэффициентов упругости как металлических трубопроводов, так и РВД по приведенным выше формулам (2.3.14) и (2.3.17), обычно используют значение их внутреннего объема при атмосферном давлении, пренебрегая (в силу ожидаемой малости) отличием внутреннего объема соответствующей гидролинии при текущем значении избыточного давления p находящейся в нем жидкости и при атмосферном давлении.

Поскольку деформация гидролинии, обусловленная изменением давления заключенной в ней жидкостно-газовой смеси (каковой являются рабочие жидкости гидросистем, содержащие в своем составе, как правило, некоторое количество нерастворенных газов), происходит одновременно с деформацией самой жидкостно-газовой смеси, то в ряде случаев удобно пользоваться так называемым приведенным модулем объемной упругости $E_{\text{гл.пр}}$ гидролинии с содержащейся в ней жидкостно-газовой смесью:

$$E_{\text{гл.пр}} = V_{\text{гл}} dp / dV_{\Sigma},$$

где $V_{\text{гл}}$ – внутренний объем гидролинии; dV_{Σ} – дифференциал внутреннего объема гидролинии и содержащейся в ней жидкостно-газовой смеси, $dV_{\Sigma} = dV_{\text{гл}} - dV_{\text{см}}$; $dV_{\text{гл}}$ – дифференциал внутреннего объема $V_{\text{гл}}$ собственно гидролинии, $dV_{\text{гл}} = V_{\text{гл}} dp / E_{\text{гл}}$; $E_{\text{гл}}$ – модуль объемной упругости собственно гидролинии; $dV_{\text{см}}$ – дифференциал объема $V_{\text{см}}$ жидкостно-газовой смеси в гидролинии, $dV_{\text{см}} = -V_{\text{см}} dp / E_{\text{см}}$; $E_{\text{см}}$ – модуль объемной упругости жидкостно-газовой смеси.

На основании последних выражений с учетом того, что $V_{\text{гл}} = V_{\text{см}}$ (в случае гидроцилиндра внутренний объем гильзы может не совпадать с объемом жидкостно-газовой смеси, содержащейся в соответствующей рабочей полости гидроцилиндра, на величину объема плунжера или штока в пределах данной рабочей полости), получаем

$$E_{\text{гл.пр}} = E_{\text{см}} / (1 + E_{\text{см}} / E_{\text{гл}}). \quad (2.3.18)$$

Наиболее полно упругие свойства любой гидролинии с жидкостно-газовой смесью характеризует ее приведенный коэффициент упругости $k_{\text{упр.пр}}$:

$$k_{\text{упр.пр}} = V_{\text{гл}} / E_{\text{гл.пр}}. \quad (2.3.19)$$

2.4. УРАВНЕНИЯ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ

В гидромеханике капельную жидкость рассматривают как сплошную среду, масса которой непрерывно распределена по объему, т.е. отвлекаются от молекулярного строения вещества. При этом параметры, характеризующие термодинамическое состояние и

движение жидкости, также считают непрерывными функциями пространства. Такая идеализация позволяет использовать для описания движения жидкости хорошо разработанный математический аппарат исчисления бесконечно малых величин и теорию непрерывных функций.

К сожалению, идеализацию представления жидкости во многих случаях не удается ограничить только допущением об ее сплошности. Сложность гидродинамических задач заставляет отказываться при их решении от учета и некоторых других свойств реальных жидкостей. В зависимости от того, какие свойства приписываются гипотетической сплошной жидкости, получают различные ее модели.

В пределах использования гипотезы сплошной среды наиболее корректными из уравнений движения жидкости являются уравнения Навье–Стокса. Указанные уравнения образуют незамкнутую систему и поэтому их применяют в совокупности с уравнением неразрывности в дифференциальной форме и уравнениями, описывающими зависимость вязкости и плотности жидкости от параметров ее состояния. Во многих случаях приходится дополнительно использовать уравнения термодинамики.

Уравнения Навье–Стокса и их использование существенно упрощаются при пре-небрежении сжимаемостью жидкости, т.е. при использовании модели несжимаемой жидкости.

Уравнения Навье–Стокса базируются на уравнениях движения жидкости в напряжениях и на обобщенной гипотезе Ньютона о связи между напряжениями и скоростями деформаций. Поскольку свойство вязкости присуще реальным жидкостям вне зависимости от режима их движения и при переходе от ламинарного течения жидкости к турбулентному физические свойства жидкости не изменяются, то можно предполагать, что обобщенная гипотеза Ньютона, а соответственно и уравнения Навье–Стокса справедливы по отношению как к ламинарному, так и турбулентному движению жидкости. Однако в связи с тем, что мгновенные скорости и давления при турбулентном движении жидкости являются пульсирующими величинами, для получения применительно к данному виду движения каких-либо прикладных решений используют уравнения Рейнольдса, представляющие собой уравнения Навье–Стокса, все члены которых подвергнуты операции усреднения по времени.

Уравнения Навье–Стокса и Рейнольдса являются дифференциальными уравнениями в частных производных, и расчеты с их применением сопряжены со значительными трудностями.

При исследовании переходных процессов, происходящих при работе гидроприводов, с целью упрощения математической модели привода и получения конечных результатов расчетов с требуемой точностью за приемлемое время широко используют так называемые волновые уравнения:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \rho \frac{\partial v}{\partial t}; \quad (2.4.1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = - \rho c^2 \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (2.4.2)$$

где p – давление жидкости; x – координата в направлении движения жидкости; v – скорость движения жидкости; t – время; ρ – плотность жидкости; c – скорость распространения звука в жидкости с учетом податливости стенок гидролинии, в которой она заключена.

При расчете параметров движения жидкости в гидролинии удобно пользоваться приведенным модулем объемной упругости $E_{\text{гл,пр}}$ гидролинии с содержащейся в ней

жидкостью (см. п. 2.3). С учетом того обстоятельства, что

$$E_{\text{гл.пр}} = \rho c^2, \quad (2.4.3)$$

уравнение (2.4.2) может быть представлено в виде

$$\frac{\partial p}{\partial t} = - E_{\text{гл.пр}} \frac{\partial v}{\partial x}. \quad (2.4.4)$$

Волновые уравнения (2.4.1) и (2.4.2) являются производными из уравнений Навье–Стокса и уравнения неразрывности. Они получаются при следующих допущениях:

- 1) движение жидкости является одномерным;
- 2) жидкость является абсолютно невязкой (идеальной);
- 3) действие массовых сил на жидкость отсутствует;
- 4) скорость движения жидкости пренебрежимо мала по сравнению со скоростью распространения в ней звука.

Поскольку реальные жидкости обладают вязкостью, то для повышения точности расчетов волновое уравнение (2.4.1), являющееся упрощенной модификацией уравнений Навье–Стокса, корректируют на величину потерь давления, приходящихся на единицу длины в направлении движения жидкости и вычисляемых с использованием какого-либо эмпирического коэффициента [12, 14]. Так, для случая движения жидкости в гидролинии круглого сечения скорректированное уравнение обычно используют в форме

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \rho [\frac{\partial v}{\partial t} + \lambda |v| v / (2D_b)], \quad (2.4.5)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; D_b – внутренний диаметр гидролинии.

Несмотря на то что уравнения (2.4.1), (2.4.2), (2.4.4) и (2.4.5) существенно проще исходных уравнений Навье–Стокса и неразрывности, они также являются дифференциальными уравнениями в частных производных и их применение ограничено исследованием переходных процессов в сравнительно несложных гидросистемах (из-за трудностей вычислительного характера).

При проведении проектировочных и проверочных расчетов сложных гидроприводов приходится отказываться от учета распределения упругих свойств жидкости и стенок гидролиний, в которых она заключена, в пространстве и переходить к использованию сосредоточенных моделей движения жидкости вместо распределенных.

Суть сосредоточенных моделей движения жидкости состоит в том, что на некотором участке движения жидкость считают несжимаемой, а стени гидролинии, в которой она заключена, абсолютно жесткими, но при этом в одном из концевых сечений указанного участка к жидкости присоединен гипотетический безынерционный элемент, по своим упругим свойствам эквивалентный реальной жидкости на данном участке с учетом податливости стенок гидролинии, внутри которой находится жидкость.

Для описания движения жидкости по участку гидролинии, в пределах которого жидкость и стени самой гидролинии рассматриваются как недеформируемые, между некоторыми двумя нормальными сечениями потока жидкости, называемыми условно начальным и конечным (далее все характеристики состояния жидкости, относящиеся к начальному и конечному сечениям отмечены подстрочными индексами соответственно "n" и "k"), используется уравнение баланса удельных энергий для медленно изменяющегося течения жидкости

$$z_h + p_h/\gamma + \alpha_h v_h^2/(2g) = z_k + p_k/\gamma + \alpha_k v_k^2/(2g) + h_{\text{пот}} + h_{\text{ин}}, \quad (2.4.6)$$

где z_i – вертикальная координата некоторой точки i -го нормального сечения потока жидкости относительно выбранной плоскости сравнения ($i \equiv h, k$); p_i – давление жидкости в точке i -го нормального сечения потока, имеющей координату z_i ; γ – удельный вес жидкости, $\gamma = \rho g$; g – ускорение свободного падения; α_i – коэффициент кинетической энергии для i -го нормального сечения потока; v_i – средняя скорость движения жидкости в i -м нормальном сечении потока; $h_{\text{пот}}$, $h_{\text{ин}}$ – соответственно потери напора и инерционный напор на участке между начальным и конечным сечениями потока.

Для объемных гидравлических приводов характерно малое значение суммы перепадов геометрических и скоростных напоров в начальном и конечном сечениях потока жидкости по сравнению с потерями напора и инерционным напором на участке между этими сечениями. В связи с этим величиной

$$(z_h - z_k) + (\alpha_h v_h^2 - \alpha_k v_k^2)/(2g)$$

в уравнении (2.4.6) обычно пренебрегают. Указанное уравнение приводится к виду уравнения баланса давлений

$$p_h = p_k + p_{\text{пот}} + p_{\text{ин}}, \quad (2.4.7)$$

где $p_{\text{пот}}$, $p_{\text{ин}}$ – соответственно потери давления и инерционный перепад давления на участке между начальным и конечным сечениями потока жидкости,

$$p_{\text{пот}} = \gamma h_{\text{пот}}; \quad p_{\text{ин}} = \gamma h_{\text{ин}}.$$

При подсчете полных потерь давления $p_{\text{пот}}$ на некотором участке гидропривода, в пределах которого имеются последовательно соединенные прямолинейные гидролинии постоянного сечения и фасонные каналы, применяют принцип суперпозиции и считают, что полные потери давления равны сумме потерь давления по длине и местных потерь давления

$$p_{\text{пот}} = \sum_{j=1}^n p_{\text{пот.дл.} j} + \sum_{k=1}^m p_{\text{пот.м.} k}, \quad (2.4.8)$$

где $p_{\text{пот.дл.} j}$ – потеря давления по длине в j -й гидролинии постоянного сечения ($j = 1, 2, \dots, n$); n – количество последовательно соединенных гидролиний постоянного сечения на рассматриваемом участке гидропривода; $p_{\text{пот.м.} k}$ – местная потеря давления в k -м фасонном канале ($k = 1, 2, \dots, m$); m – количество последовательно соединенных фасонных каналов на рассматриваемом участке гидропривода.

Для определения расчетным путем потерь давления по длине $p_{\text{пот.дл}}$ в прямолинейной гидролинии постоянного круглого сечения в общем случае пользуются формулой, являющейся производной из формулы Дарси–Вейсбаха и имеющей вид:

$$p_{\text{пот.дл}} = 8\lambda\rho L |Q| Q / (\pi^2 D_b^5), \quad (2.4.9)$$

где L – длина участка гидролинии, в пределах которого находят потери по длине; Q – расход жидкости.

Местные потери давления $p_{\text{пот.м}}$ рассчитывают по следующей формуле, в основе которой лежит формула Вейсбаха для местных сопротивлений:

$$p_{\text{пот.м}} = \zeta_m \rho |Q| Q / (2A_m^2), \quad (2.4.10)$$

где ζ_m – коэффициент местного сопротивления; A_m – площадь характерного проходного сечения на участке местного сопротивления.

При неустановившемся движении жидкости значения коэффициентов гидравлического трения и местных сопротивлений в общем случае отличаются от значений этих коэффициентов, соответствующих при прочих равных условиях установившемуся движению жидкости, что связано с видоизменением распределения скоростей по сечению потока [12, 14]. Однако при расчете переходных процессов, происходящих при работе гидроприводов, в первом приближении обычно пользуются информацией о значениях упомянутых коэффициентов, относящейся к установившемуся движению жидкости. Это обусловлено, во-первых, крайне ограниченным объемом данных о зависимости значений коэффициентов гидравлического трения и, особенно, местных сопротивлений от характеристик неустановившегося движения жидкости, а во-вторых, стремлением получить решение стоящей задачи (если это возможно с приемлемой степенью точности) без усложнения используемой математической модели объекта проектирования или исследования.

Коэффициенты гидравлического трения и местных сопротивлений являются достаточно сложными функциями числа Рейнольдса, которое в свою очередь зависит от величины расхода жидкости на соответствующем участке гидросистемы. Поскольку во время переходных процессов в гидроприводе движение жидкости является неустановившимся и ее расход изменяется, то при проведении расчетов с помощью математической модели гидропривода, в которой используются соотношения вида (2.4.9), (2.4.10), на каждом шаге счета возникает необходимость вычисления значений коэффициентов λ и ζ_m , что повышает трудоемкость расчетов и влечет за собой увеличение затрат времени на их проведение.

В силу вышесказанного оказывается целесообразной аппроксимация зависимости потерь давления $p_{\text{пот}}$ на любом участке гидропривода, в пределах которого отсутствуют гидравлические устройства с изменяющимися в течение расчетного промежутка времени геометрическими параметрами, влияющими на их гидравлическое сопротивление, от расхода Q жидкости на этом участке выражением [17]

$$p_{\text{пот}} = (\Upsilon + \Xi |Q|)Q, \quad (2.4.11)$$

где Υ, Ξ – коэффициенты аппроксимации.

Значения коэффициентов Υ, Ξ определяют с помощью общепринятого при решении задач сглаживания экспериментальных и теоретических зависимостей расчетного метода, известного под названием метода наименьших квадратов. При использовании указанного метода коэффициенты аппроксимирующей зависимости находят из условия минимума суммы квадратов отклонений известных значений сглаживаемой функции от соответствующих значений функции, рассчитанных по аппроксимирующему выражению.

Инерционный перепад давления $p_{\text{ин}}$ для случаев неустановившегося движения жидкости, при которых форма линий тока в потоке не изменяется с течением времени (что справедливо для большинства потоков несжимаемой жидкости в гидролиниях с

недеформируемыми стенками), может быть представлен следующим образом:

$$p_{\text{ин}} = \rho \frac{dQ}{dt} \int_{l_n}^{l_k} A_n d l, \quad (2.4.12)$$

где l_n, l_k – координаты соответственно начального и конечного сечений потока; α' – коэффициент количества движения; A_n – текущее значение площади нормального сечения потока; l – координата вдоль оси потока жидкости.

Для случая движения жидкости в прямолинейной гидролинии постоянного круглого сечения выражение (2.4.12) приводится к виду

$$p_{\text{ин}} = 4\alpha' \rho L / (\pi D_b^2) dQ/dt, \quad (2.4.13)$$

где L – длина участка гидролинии, в пределах которого находят инерционный перепад давления.

В зависимости от того, в каком месте при переходе от распределенной модели к сосредоточенной располагают гипотетические упругие элементы, учитывающие сжимаемость жидкости и податливость стенок гидролинии, в которой она заключена, различают П-образную, Т-образную и Г-образную расчетные схемы гидролинии (рис. 2.4.1).

При использовании П-образной расчетной схемы податливость гидролинии с находящейся в ней жидкостью учитывают посредством двух присоединенных по одному к концевым сечениям A и B гидролинии упругих элементов (см. рис. 2.4.1, а), коэффициент упругости каждого из которых равен $k_{\text{упр.пр}}/2$, где $k_{\text{упр.пр}}$ – приведенный коэффициент упругости гидролинии с жидкостью (см. п. 2.3). В данном случае связь между давлениями и расходами жидкости в концевых сечениях гидролинии устанавливается системой из трех обыкновенных дифференциальных уравнений (двух уравнений неразрывности и одного уравнения баланса давлений):

$$Q_A = Q_{AB} + k_{\text{упр.пр}}/2 dp_A/dt; \quad (2.4.14)$$

$$p_A = p_B + p_{\text{пот.} AB}(Q_{AB}) + p_{\text{ин.} AB}(dQ_{AB}/dt); \quad (2.4.15)$$

$$Q_{AB} = Q_B + k_{\text{упр.пр}}/2 dp_B/dt, \quad (2.4.16)$$

где Q_A – расход жидкости, подтекающей к концевому сечению A гидролинии извне; Q_{AB} – расход жидкости между концевыми сечениями A и B гидролинии; Q_B – расход жидкости, оттекающей от концевого сечения B гидролинии наружу; p_A, p_B – значения давления жидкости в концевых сечениях соответственно A и B гидролинии; $p_{\text{пот.} AB}(Q_{AB})$ – потери давления между концевыми сечениями A и B гидролинии, являющиеся функцией расхода Q_{AB} ; $p_{\text{ин.} AB}(dQ_{AB}/dt)$ – инерционный перепад давления между концевыми сечениями A и B гидролинии, являющийся функцией скорости изменения расхода dQ_{AB}/dt .

При использовании Т-образной расчетной схемы податливость гидролинии с находящейся в ней жидкостью учитывают посредством одного упругого элемента, присоединенного к среднему сечению C гидролинии (см. рис. 2.4.1, б) и имеющего коэффициент

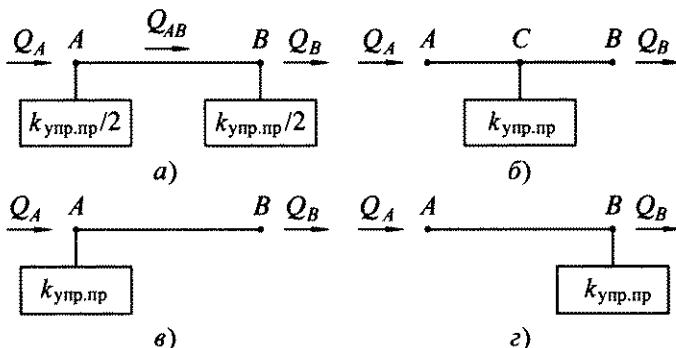


Рис. 2.4.1. П-образная (а), Т-образная (б) и Г-образные (в, г) расчетные схемы гидролинии

упругости, равный приведенному коэффициенту упругости $k_{\text{упр.пр}}$ данной гидролинии с жидкостью. В этом случае движение жидкости в гидролинии описывается двумя уравнениями баланса давлений и одним уравнением неразрывности:

$$p_A = p_C + p_{\text{пот } AC}(Q_A) + p_{\text{ин } AC}(dQ_A/dt); \quad (2.4.17)$$

$$Q_A = Q_B + k_{\text{упр.пр}} dp_C/dt; \quad (2.4.18)$$

$$p_C = p_B + p_{\text{пот } CB}(Q_B) + p_{\text{ин } CB}(dQ_B/dt), \quad (2.4.19)$$

где p_C – давление жидкости в среднем сечении С гидролинии; $p_{\text{пот } AC}(Q_A)$ – потери давления между сечениями А и С гидролинии, являющейся функцией расхода Q_A ; $p_{\text{ин } AC}(dQ_A/dt)$ – инерционный перепад давления между сечениями А и С гидролинии, являющийся функцией скорости изменения расхода dQ_A/dt ; $p_{\text{пот } CB}(Q_B)$ – потери давления между сечениями С и В гидролинии, являющиеся функцией расхода Q_B ; $p_{\text{ин } CB}(dQ_B/dt)$ – инерционный перепад давления между сечениями С и В гидролинии, являющийся функцией скорости изменения расхода dQ_B/dt .

При использовании Г-образной расчетной схемы податливость гидролинии с находящейся в ней жидкостью, как и в случае применения Т-образной расчетной схемы, учитывают посредством одного упругого элемента, имеющего коэффициент упругости, равный приведенному коэффициенту упругости $k_{\text{упр.пр}}$ гидролинии с жидкостью. Указанный гипотетический упругий элемент (в зависимости от характера решаемой задачи) присоединяют к одному из концевых сечений гидролинии: А (см. рис. 2.4.1, в) или В (см. рис. 2.4.1, г). Связь между давлениями и расходами жидкости в концевых сечениях А и В гидролинии в данном случае устанавливается системой из двух уравнений (одного уравнения баланса давлений и одного уравнения неразрывности), которые имеют следующий вид:

а) при присоединении упругого элемента к концевому сечению А гидролинии

$$Q_A = Q_B + k_{\text{упр.пр}} dp_A/dt; \quad (2.4.20)$$

$$p_A = p_B + p_{\text{пот } AB}(Q_B) + p_{\text{ин } AB}(dQ_B/dt); \quad (2.4.21)$$

6) при присоединении упругого элемента к концевому сечению *B* гидролинии

$$p_A = p_B + p_{\text{пот AB}}(Q_A) + p_{\text{ин AB}}(dQ_A/dt); \quad (2.4.22)$$

$$Q_A = Q_B + k_{\text{упр.пр}} dp_B/dt. \quad (2.4.23)$$

Здесь $p_{\text{пот AB}}(Q_B)$, $p_{\text{пот AB}}(Q_A)$ – потери давления между сечениями *A* и *B* гидролинии, являющиеся функциями расходов соответственно Q_B и Q_A ; $p_{\text{ин AB}}(dQ_B/dt)$, $p_{\text{ин AB}}(dQ_A/dt)$ – инерционные перепады давления между сечениями *A* и *B* гидролинии, являющиеся функциями скоростей изменения расхода соответственно dQ_B/dt и dQ_A/dt .

Для повышения точности расчетов гидролиния может быть разделена на несколько участков, применительно к каждому из которых используют соответствующую расчетную схему. При разделении гидролинии на N участков общее число уравнений, описывающих движение жидкости в ней, составляет $(2N + 1)$ при использовании П-образной или Т-образной расчетной схемы (для соседних участков уравнения неразрывности при использовании П-образной схемы и уравнения баланса давлений при использовании Т-образной схемы объединяются) и $2N$ при использовании Г-образной расчетной схемы.

При проведении расчетов с использованием любой из возможных моделей жидкости необходимо помнить, что жидкости, применяемые в гидроприводах, не только не выдерживают даже малых растягивающих напряжений, но и закипают при давлении, равном упругости насыщенного пара жидкости. Кипение жидкости приводит к нарушению ее сплошности, поэтому давление, при котором данное явление наступает, определяет при прочих равных условиях границу применимости всех положений, основанных на гипотезе сплошности (в частности, уравнения неразрывности).

В самом грубом приближении, если в какой-либо точке жидкости в процессе расчетов с использованием уравнения неразрывности давление получается меньше упругости насыщенного пара жидкости, указанный результат игнорируют и принимают давление, равным упругости насыщенного пара жидкости. Более строгий расчет предполагает для области, где давление понизилось до уровня упругости насыщенного пара, вычисление объема образующейся там паровой каверны и возврат к использованию уравнения неразрывности только после уменьшения указанного объема до нуля.

В каждом конкретном случае при расчете переходных процессов, происходящих в гидроприводе, возможность применения сосредоточенной модели гидролинии с жидкостью вместо распределенной (исходя из условия получения достоверных результатов) требует тщательной проверки. В первом приближении при выборе математической модели гидролинии с жидкостью можно руководствоваться результатами исследований, изложенными в работе: Беренгард Ю.Г., Гайгори М.М. К выбору математической модели трубопровода гидросистемы // Машиноведение. 1978. № 5. Согласно выводам, сделанным в указанной работе, при анализе динамики гидроприводов с дроссельным управлением, сравнительно короткими гидролиниями и малым быстродействием регулирующей гидроаппаратуры (время изменения площади проходного сечения не менее 0,1 с) при отсутствии пульсаций расхода для описания движения жидкости вполне приемлема сосредоточенная модель гидролинии с жидкостью, в которой допустимо не учитывать инерционность жидкости. При наличии пульсаций расхода для гидроприводов с гидролиниями длиной до 5 м возможно использование сосредоточенной модели гидролинии с жидкостью (при этом в модели обязательно должна учитываться инерционность жидкости), а для гидроприводов с гидролиниями длиной более 5 м необходимо использовать распределенную модель гидролинии с жидкостью.

2.5. СПОСОБЫ ЛИНЕАРИЗАЦИИ УРАВНЕНИЙ СВЯЗИ МЕЖДУ РАСХОДОМ ЖИДКОСТИ И ПОТЕРЯМИ ДАВЛЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ ГИДРОПРИВОДА

Большинство уравнений, описывающих процессы, происходящие в гидравлических системах, а также устанавливающих связи между отдельными параметрами состояния рабочей жидкости, являются нелинейными. В математике же и в теории автоматического управления наиболее разработанными и в силу этого более доступными для широкого применения являются методы решения и анализа линейных уравнений и их систем. Поэтому при решении различного рода задач, связанных с проектированием и исследованием гидравлических систем и, в частности, гидроприводов, по мере возможности пытаются произвести линеаризацию получаемых нелинейных зависимостей.

Классический прием линеаризации заключается в замене фактической поверхности отклика нелинейной функции $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ n независимых переменных x_1, x_2, \dots, x_n в $(n+1)$ -мерном пространстве, по n координатным осям которого откладываются значения независимых переменных x_1, x_2, \dots, x_n , а по одной оси – значения функции $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, "плоскостью", касательной к упомянутой поверхности отклика в точке, в окрестностях которой производится линеаризация нелинейной функции.

Математической основой данного приема линеаризации является разложение функции в ряд Тейлора в окрестностях некоторой точки в пространстве независимых переменных.

Для функции $f(x)$ одной переменной x разложение в ряд Тейлора в окрестностях точки, для которой $x = x_0$, имеет вид

$$f(x_0 + \Delta x) = f(x_0) + (1!)^{-1} f'(x_0) \Delta x + (2!)^{-1} f''(x_0) \Delta x^2 + (3!)^{-1} f'''(x_0) \Delta x^3 + \dots, \quad (2.5.1)$$

где Δx – малое изменение (приращение) переменной x ; $f'(x_0), f''(x_0), f'''(x_0)$ – соответственно первая, вторая и третья производные функции $f(x)$ по переменной x , вычисленные при $x = x_0$.

Пренебрегая, ввиду ожидаемой малости, членами разложения функции $f(x)$ в ряд, содержащими приращение Δx в степени, большей единицы, на основании формулы (2.5.1) получаем следующее линеаризованное уравнение, устанавливающее связь между приращением $\Delta f = f(x_0 + \Delta x) - f(x_0)$ функции $f(x)$ и приращением Δx переменной x :

$$\Delta f = f'(x_0) \Delta x. \quad (2.5.2)$$

Для функции $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ n независимых переменных x_1, x_2, \dots, x_n , ограничиваясь линейными членами ее разложения в ряд Тейлора в окрестностях точки, для которой $x_1 = x_{1_0}, x_2 = x_{2_0}, \dots, x_n = x_{n_0}$, имеем

$$\begin{aligned} \Delta f = & f'_{x1}(x_{1_0}, x_{2_0}, \dots, x_{n_0}) \Delta x_1 + f'_{x2}(x_{1_0}, x_{2_0}, \dots, x_{n_0}) \Delta x_2 + \dots + \\ & + f'_{xn}(x_{1_0}, x_{2_0}, \dots, x_{n_0}) \Delta x_n, \end{aligned} \quad (2.5.3)$$

где Δx_i – малое изменение (приращение) i -й переменной x_i ($i = 1, 2, \dots, n$); $f'_{xi}(x_{1_0}, x_{2_0}, \dots, x_{n_0})$ – частная производная функции $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ по i -й независимой переменной x_i ($i = 1, 2, \dots, n$), вычисленная при $x_1 = x_{1_0}, x_2 = x_{2_0}, \dots, x_n = x_{n_0}$; Δf – при-

ращение функции $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, обусловленное изменением переменных x_1, x_2, \dots, x_n относительно значений x_{1_0}, \dots, x_{n_0} на приращения соответственно $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$,

$$\Delta f = f(x_{1_0} + \Delta x_1, x_{2_0} + \Delta x_2, \dots, x_{n_0} + \Delta x_n) - f(x_{1_0}, x_{2_0}, \dots, x_{n_0}).$$

Следует иметь в виду, что замена поверхности отклика функции плоскостью, касательной к ней в интересующей исследователя точке, является правомерной лишь в некоторой окрестности этой точки (размеры упомянутой окрестности зависят от степени нелинейности функции и допустимой погрешности ее линеаризации) и неприемлема, если в рассматриваемой точке первая частная производная функции хотя бы по одной из независимых переменных равна нулю или бесконечности.

При исследовании гидравлических систем одной из наиболее часто встречающихся нелинейных зависимостей является уравнение связи между расходом Q рабочей жидкости на некотором участке гидросистемы и потерями давления $p_{\text{пот}}$ на этом участке, используемое обычно в следующем виде:

$$Q = G \sqrt{|p_{\text{пот}}|} \operatorname{sign} p_{\text{пот}}, \quad (2.5.4)$$

где G – коэффициент гидравлической проводимости участка гидросистемы.

Линеаризуем соотношение (2.5.4) в окрестностях значения $p_{\text{пот}} = p_{\text{пот}0}$, воспользовавшись разложением функции $Q(p_{\text{пот}})$ в ряд Тейлора. В соответствии с формулой (2.5.1), пренебрегая нелинейными членами разложения, получаем

$$Q = G \sqrt{|p_{\text{пот}0}|} \operatorname{sign} p_{\text{пот}0} + G / \left(2 \sqrt{|p_{\text{пот}0}|} \right) \Delta p_{\text{пот}}. \quad (2.5.5)$$

$$\text{Обозначим: } Q_0 = G \sqrt{|p_{\text{пот}0}|} \operatorname{sign} p_{\text{пот}0} \quad \text{и} \quad \Delta Q = Q - Q_0.$$

Тогда

$$\Delta Q = G / \left(2 \sqrt{|p_{\text{пот}0}|} \right) \Delta p_{\text{пот}}. \quad (2.5.6)$$

Очевидно, что выражения (2.5.5) и (2.5.6) не могут использоваться при $p_{\text{пот}0} = 0$. В данном случае линеаризация зависимости (2.5.4) посредством разложения в ряд Тейлора является невозможной, поскольку производная $dQ/dp_{\text{пот}}$ при $p_{\text{пот}0} = 0$ равна бесконечности.

Однако в том случае, когда при работе гидросистемы значение $p_{\text{пот}}$ изменяется в окрестностях значения $p_{\text{пот}0} = 0$ в пределах от $-p_{\text{пот},m}$ до $+p_{\text{пот},m}$, в первом приближении (и достаточно произвольно) линеаризацию функции $Q(p_{\text{пот}})$ можно выполнить на основе замены действительной кривой зависимости расхода Q от потерь давления $p_{\text{пот}}$, построенной по выражению (2.5.4), ее хордой, соединяющей точки с координатами $(-p_{\text{пот},m}, -Q_m)$ и $(p_{\text{пот},m}, Q_m)$, где $Q_m = G \sqrt{p_{\text{пот},m}}$ (рис. 2.5.1).

Для точек, принадлежащих хорде, справедливо соотношение

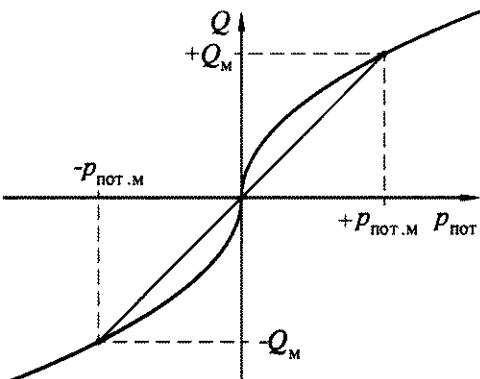
$$Q/Q_m = p_{\text{пот}}/p_{\text{пот},m},$$

откуда

$$Q = G / \sqrt{p_{\text{пот},m}} p_{\text{пот}}. \quad (2.5.7)$$

В линеаризованном уравнении (2.5.7) в отличие от уравнения (2.5.6) фигурируют непосредственно сами величины Q и $p_{\text{пот}}$. Это связано с тем, что при $p_{\text{пот}0} = 0$ имеем $Q_0 = 0$ и текущие значения величин Q и $p_{\text{пот}}$ совпадают с их приращениями ΔQ и $\Delta p_{\text{пот}}$.

Рис. 2.5.1. Линеаризация функции $Q(p_{\text{пот}})$ на основе замены действительной кривой зависимости расхода Q на некотором участке гидросистемы от потерь давления $p_{\text{пот}}$ на этом участке ее хордой, соединяющей точки с координатами $(-p_{\text{пот},m}, -Q_m)$ и $(p_{\text{пот},m}, Q_m)$



Для строгого решения задачи линеаризации зависимости $Q(p_{\text{пот}})$ для случая, когда величина потерь давления $p_{\text{пот}}$ изменяется в окрестностях значения $p_{\text{пот}0} = 0$, воспользуемся методом гармонической линеаризации. Суть этого метода состоит в том, что нелинейная функция в предположении гармонического закона изменения независимой переменной раскладывается в ряд Фурье, в котором принимается во внимание только та составляющая, частота изменения которой совпадает с частотой изменения независимой переменной, т.е. выделяется первая гармоника. Пренебрежение всеми остальными членами ряда Фурье основывается на том, что любая реальная система является фильтром высокочастотных сигналов и коэффициенты ряда Фурье убывают с увеличением порядкового номера соответствующей им гармоники.

Для функции $f(x)$, период изменения которой составляет 2π , ряд Фурье имеет вид:

$$f(x) \sim a_0/2 + a_1 \cos x + b_1 \sin x + \dots + a_n \cos nx + b_n \sin nx + \dots, \quad (2.5.8)$$

где

$$a_i = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \cos ix dx; \quad b_i = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \sin ix dx \quad (i = 0, 1, 2, \dots, n, \dots). \quad (2.5.9)$$

Предполагается, что для функции $f(x)$ существует интеграл

$$a = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} |f(x)| dx.$$

Согласно приведенным формулам для четной функции $f(x)$, очевидно, что все коэффициенты b_i ($i = 1, 2, \dots, n, \dots$) равны нулю и ряд Фурье не содержит членов с синусами, а для нечетной функции $f(x)$ все коэффициенты a_i ($i = 0, 1, 2, \dots, n, \dots$) равны нулю и ряд Фурье не содержит свободного члена и членов с косинусами.

При изменении величины потерь давления $p_{\text{пот}}$ по гармоническому закону:

$$p_{\text{пот}} = p_{\text{пот},m} \sin \Omega t, \quad (2.5.10)$$

где $p_{\text{пот},m}$, Ω – соответственно амплитуда и угловая частота изменения потерь давления; t – время; в соответствии с выражением (2.5.4) получаем

$$Q = G \sqrt{p_{\text{пот},m}} \sqrt{|\sin \Omega t|} \operatorname{sign}(\sin \Omega t). \quad (2.5.11)$$

Так как функция $Q(\Omega t)$ [см. выражение (2.5.11)] является нечетной, то ее разложение в ряд Фурье имеет вид

$$Q = b_1 \sin \Omega t + b_2 \sin 2\Omega t + \dots + b_n \sin n\Omega t + \dots . \quad (2.5.12)$$

Ограничиваюсь первым членом разложения, получаем

$$Q = b_1 \sin \Omega t, \quad (2.5.13)$$

где для рассматриваемого случая

$$b_1 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} Q(\Omega t) \sin \Omega t d(\Omega t) = \frac{4G\sqrt{p_{\text{пот.м}}}}{\pi} \int_0^{\pi/2} (\sin \Omega t)^{3/2} d(\Omega t) = 1,113G\sqrt{p_{\text{пот.м}}}.$$

Тогда

$$Q = 1,113G\sqrt{p_{\text{пот.м}}} \sin \Omega t,$$

или с учетом выражения (2.5.10)

$$Q = 1,113G / \sqrt{p_{\text{пот.м}}} p_{\text{пот}}. \quad (2.5.14)$$

Рассматриваемая задача может быть также решена с использованием метода энергетической линеаризации, суть которого состоит в том, что реальная нелинейная система заменяется эквивалентной ей линейной из условия равенства работ, совершаемых в обеих системах за один и тот же характерный отрезок времени (за цикл работы системы).

Будем по-прежнему считать, что потери давления $p_{\text{пот}}$ на участке гидросистемы изменяются по гармоническому закону (2.5.10), а расход жидкости, соответственно, по закону (2.5.11). При этом потери энергии $\mathcal{E}_{\text{пот.н}}$ на рассматриваемом участке гидросистемы за промежуток времени, равный периоду $T = 2\pi/\Omega$ изменения потерь давления, составляют:

$$\mathcal{E}_{\text{пот.н}} = \int_0^{2\pi/\Omega} Q p_{\text{пот}} dt = \frac{4Gp_{\text{пот.м}}^{3/2}}{\Omega} \int_0^{\pi/2} (\sin \Omega t)^{3/2} d(\Omega t). \quad (2.5.15)$$

При линейной связи величин Q и $p_{\text{пот}}$ с коэффициентом линеаризации K ,

$$Q = Kp_{\text{пот}}, \quad (2.5.16)$$

за тот же промежуток времени $T = 2\pi/\Omega$ потери энергии $\mathcal{E}_{\text{пот.л}}$ на участке гидросистемы имеют величину:

$$\mathcal{E}_{\text{пот.л}} = \int_0^{2\pi/\Omega} Q p_{\text{пот}} dt = \frac{Kp_{\text{пот.м}}^2}{\Omega} \int_0^{2\pi} (\sin \Omega t)^2 d(\Omega t) = \frac{\pi K p_{\text{пот.м}}^2}{\Omega}. \quad (2.5.17)$$

Приравнивая $\mathcal{E}_{\text{пот.н}}$ и $\mathcal{E}_{\text{пот.л}}$, получаем следующее выражение для определения коэффициента линеаризации K :

$$K = \frac{4G}{\pi\sqrt{p_{\text{пот.м}}}} \int_0^{\pi/2} (\sin \Omega t)^{3/2} d(\Omega t) = 1,113G / \sqrt{p_{\text{пот.м}}}. \quad (2.5.18)$$

Нетрудно заметить, что выражение (2.5.18) для коэффициента K полностью совпадает с множителем при $p_{\text{пот}}$ в полученном ранее с помощью метода гармонической линеаризации уравнении (2.5.14). Таким образом, при решении рассмотренной задачи использование методов гармонической и энергетической линеаризации приводит к однинаковому результату (Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. М.: 1964).

2.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ЖИДКОСТИ НА ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Силы, с которыми жидкость действует на контактирующие с ней тела, относятся к разряду поверхностных. Если известен закон распределения напряжений $\bar{\sigma}$ по поверхности контакта тела с жидкостью, то сила \bar{R} , с которой жидкость действует на тело, определяется как интеграл по площади A поверхности контакта тела с жидкостью от произведения площади dA бесконечно малого участка указанной поверхности на вектор напряжения $\bar{\sigma}$ поверхностных сил в пределах данного участка:

$$\bar{R} = \int_A \bar{\sigma} dA.$$

Рассматриваемый подход применим, очевидно, и для определения нормальной и касательной по отношению к поверхности тела составляющих силы \bar{R} , т.е. сил давления и трения.

Однако чаще всего закон распределения напряжений по поверхности контакта тела с жидкостью не известен. В этих случаях для определения силового воздействия жидкости на контактирующее с ней тело используют теорему об изменении количества движения сплошной текучей среды в пределах выделенного в ней фиксированного замкнутого отсека при неустановившемся течении сплошной среды. Указанная теорема формулируется следующим образом: сумма локальной производной по времени от количества движения сплошной среды в некотором замкнутом фиксированном отсеке потока, имеющем объем V , и количества движения сплошной среды, протекающей в единицу времени через внешнюю поверхность площадью A , ограничивающую этот отсек, равна главному вектору \bar{F} всех внешних сил, действующих на сплошную текучую среду в пределах выделенного отсека. Содержание теоремы может быть представлено в виде следующего уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V \rho \bar{u} dV \right) + \int_A \rho \bar{u} u_n dA = \bar{F}, \quad (2.6.1)$$

где \bar{u} – вектор местной скорости движения сплошной текучей среды; u_n – проекция вектора местной скорости движения сплошной текучей среды на внешнюю нормаль к поверхности, ограничивающей выделенный отсек данной среды; ρ – плотность рабочей жидкости.

Рассмотрим применение теоремы об изменении количества движения сплошной текучей среды на конкретном примере, а именно, на примере определения силы, действующей со стороны жидкости, протекающей через рабочие окна золотниковой пары (пары золотник – гильза), выполненной с нулевым или положительным перекрытием, на

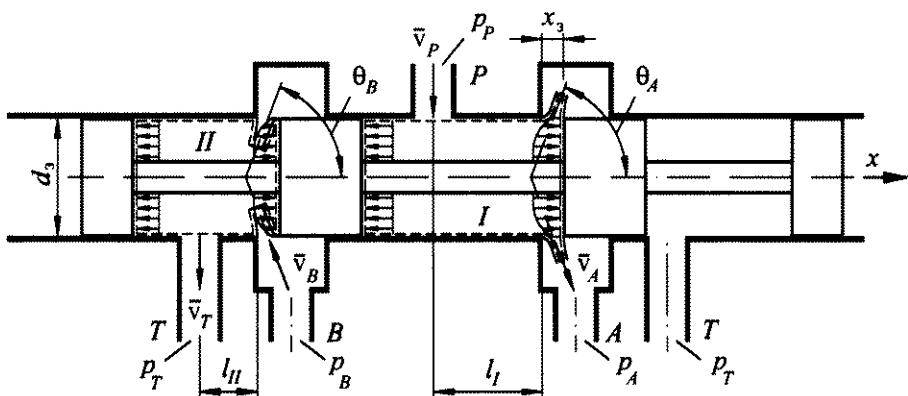


Рис. 2.6.1. Расчетная схема к определению величины осевой гидродинамической силы, действующей на золотник четырехщелевого гидрораспределителя

цилиндрический золотник четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя, расчетная схема которого приведена на рис. 2.6.1, в осевом направлении золотника [14]. Силу воздействия движущейся жидкости на какое-либо тело, а также силу воздействия покоящейся жидкости на движущееся в ней тело называют гидродинамическими.

Не умаляя общности результатов последующих выкладок, примем, что площадь проходного сечения каждого из рабочих окон, открываемых золотником гидрораспределителя, пропорциональна текущей длине x_3 этого рабочего окна, равной разности величин смещения золотника вдоль его оси из исходного положения в направлении, которому соответствует увеличение площади проходного сечения рабочего окна, и перекрытия рассматриваемого рабочего окна, а размеры двух одновременно открытых рабочих окон одинаковы.

При показанном на рис. 2.6.1 положении золотника рабочая жидкость из напорного канала P гидрораспределителя, где давление равно p_P , через открытое правым рабочим пояском золотника рабочее окно поступает в исполнительный канал A , в котором давление равно p_A , а из исполнительного канала B , в котором давление равно p_B , через открытое левым рабочим пояском золотника рабочее окно поступает в сливной канал T гидрораспределителя, где давление равно p_T . Вследствие повышенных скоростей движения рабочей жидкости в областях, примыкающих к рабочим окнам гидрораспределителя, где происходит местное сужение потока жидкости, давление в зоне рабочих окон является пониженным по сравнению с давлением на других участках полости между смежными поясками золотника.

Очевидно, что осевая составляющая силы давления, действующей на золотник гидрораспределителя со стороны жидкости, протекающей через открытые им рабочие окна, при установившемся движении жидкости направлена против смещения золотника из положения, при котором рабочие окна золотниковой пары полностью перекрыты. Для определения величины этой силы и выявления ее зависимости от характеристик потока рабочей жидкости и параметров золотниковой пары, как в случае установившегося, так и в общем случае неустановившегося движения жидкости через каналы гидрораспределителя, выделим между поясками золотника два отсека с жидкостью: I и II (см. рис. 2.6.1, штриховые линии).

Предложим, что векторы средних скоростей движения жидкости v_P и v_T соответственно на входе жидкости из напорного канала P в пределы отсека I и на выходе жидкости из пределов отсека II в сливной канал T гидрораспределителя ортогональны по отношению к оси x , совпадающей с осевой линией золотника. Тогда, пренебрегая сжимаемостью рабочей жидкости и силами трения на поверхностях выделенных отсеков, на основании теоремы об изменении количества движения сплошной текучей среды применительно к жидкости, заключенной в отсеках I и II, в проекциях на ось x получаем:

– для жидкости, заключенной в пределах отсека I,

$$P_{\text{инI}} + \rho Q_A v_A \cos\Theta_A = P_{\text{зI}} ; \quad (2.6.2)$$

– для жидкости, заключенной в пределах отсека II,

$$P_{\text{инII}} + \rho Q_B v_B \cos\Theta_B = P_{\text{зII}} , \quad (2.6.3)$$

где $P_{\text{инI}}$, $P_{\text{инII}}$ – величины, учитывающие инерционные свойства жидкости и представляющие собой проекции на ось x векторов, определяемых первым интегралом левой части уравнения (2.6.1) для жидкости, заключенной в отсеках соответственно I и II; Q_A , v_A – соответственно расход и средняя скорость движения рабочей жидкости на выходе ее из пределов отсека I в исполнительный канал A гидрораспределителя; Q_B , v_B – соответственно расход и средняя скорость движения рабочей жидкости на входе ее из исполнительного канала B гидрораспределителя в пределы отсека II; Θ_A , Θ_B – значения острых углов между осью x и векторами скоростей движения жидкости соответственно \bar{v}_A и \bar{v}_B (см. рис. 2.6.1); $P_{\text{зI}}$, $P_{\text{зII}}$ – проекции на ось x сил реакции, действующих со стороны золотника на жидкость, заключенную в отсеках соответственно I и II.

Для определения величин $P_{\text{инI}}$ и $P_{\text{инII}}$ необходимо знание закона распределения местных скоростей движения жидкости в пределах выделенных отсеков I и II в функции времени. Однако установление такого закона является не менее сложной задачей, чем выявление закона распределения напряжений по поверхности контакта золотника с жидкостью. Поэтому в данном случае воспользуемся приближенными выражениями, устанавливающими связь величин $P_{\text{инI}}$ и $P_{\text{инII}}$ с характеристиками потока жидкости и параметрами золотниковой пары. Эти выражения базируются на допущении о том, что в кольцевом зазоре между шайкой золотника и его гильзой (или корпусом, что зависит от конструкции гидрораспределителя) распределение местных скоростей в любом сечении на длине l_I в осевом направлении золотника для отсека I и на длине l_{II} для отсека II (см. рис. 2.6.1) является равномерным:

$$P_{\text{инI}} = \rho l_I dQ_A / dt; \quad (2.6.4)$$

$$P_{\text{инII}} = -\rho l_{II} dQ_B / dt. \quad (2.6.5)$$

Полная гидродинамическая сила P_{rd} , действующая на золотник вдоль его оси со стороны жидкости, протекающей через открытые золотником рабочие окна, в соответствии с третьим законом Ньютона равна

$$P_{\text{rd}} = -(P_{\text{зI}} + P_{\text{зII}}). \quad (2.6.6)$$

Для упрощения последующих математических выкладок примем

$$Q_A = Q_B = Q; \quad (2.6.7)$$

$$v_A = v_B = v; \quad (2.6.8)$$

$$\Theta_A = \Theta_B = \Theta, \quad (2.6.9)$$

что не всегда имеет место в действительности, но не вносит принципиальных изменений в конечный результат проводимого анализа.

Воспользовавшись уравнениями (2.6.2), (2.6.3), с учетом соотношений (2.6.4), (2.6.5), (2.6.7), (2.6.8) и (2.6.9) и на основании выражения (2.6.6) получаем

$$P_{\text{рад}} = -2\rho Q v \cos \Theta - \rho (l_1 - l_{II}) dQ/dt. \quad (2.6.10)$$

Скорость движения v жидкости в сжатых сечениях потоков на выходе из рабочих окон, открытых правым и левым рабочими поясами золотника, в первом приближении может быть определена по формуле, являющейся производной из уравнения Бернуlli,

$$v = \Phi_{p,o} \sqrt{2\Delta p_{p,o}/\rho}, \quad (2.6.11)$$

где $\Phi_{p,o}$ – коэффициент скорости для рабочего окна золотниковой пары; $\Delta p_{p,o}$ – перепад давления на рабочем окне золотниковой пары,

$$\Delta p_{p,o} = (p_P - p_T - p_d)/2; \quad (2.6.12)$$

p_d – перепад давления в исполнительных каналах A и B гидрораспределителя (давление нагрузки),

$$p_d = p_A - p_B.$$

Расход Q жидкости через рабочее окно золотниковой пары связан с вышеупомянутой скоростью v зависимостью:

$$Q = \epsilon_{p,o} b_{p,o} x_3 v, \quad (2.6.13)$$

где $\epsilon_{p,o}$ – коэффициент сжатия струи при течении жидкости через рабочее окно золотниковой пары; $b_{p,o}$ – ширина рабочего окна золотниковой пары, $b_{p,o} = \pi d k_{i,n}$; d – диаметр пояска золотника; $k_{i,n}$ – коэффициент полноты использования периметра пояска золотника рабочими окнами.

С учетом соотношений (2.6.11)–(2.6.13) выражение (2.6.10) приводится к виду

$$P_{\text{рад}} = -2c_{\text{рад}} x_3 - k_{in} dx_3/dt, \quad (2.6.14)$$

где

$$c_{\text{рад}} = \Phi_{p,o} \mu_{p,o} b_{p,o} (p_P - p_T - p_d) \cos \Theta; \quad (2.6.15)$$

$$k_{in} = (l_1 - l_{II}) \mu_{p,o} b_{p,o} \sqrt{\rho(p_P - p_T - p_d)}; \quad (2.6.16)$$

$\mu_{p,o}$ – коэффициент расхода рабочего окна золотниковой пары; $\mu_{p,o} = \epsilon_{p,o} \Phi_{p,o}$.

Первый член в правой части формулы (2.6.14) по характеру своей зависимости от величины x_3 , определяемой текущей координатой золотника вдоль оси x , подобен силе деформации пружины, имеющей коэффициент жесткости $2c_{\text{рд}}$, стремящейся вернуть золотник в положение, при котором рабочие окна золотниковой пары полностью закрыты. Поэтому коэффициент $c_{\text{рд}}$ называют коэффициентом жесткости гидродинамической пружины.

Второй член в правой части формулы (2.6.14) по характеру зависимости от скорости движения золотника, равной производной dx_3/dt , подобен силе вязкого трения с коэффициентом вязкого трения $k_{\text{ин}}$. При этом значение коэффициента $k_{\text{ин}}$ может быть больше нуля (при $l_1 > l_{\text{II}}$), равно нулю (при $l_1 = l_{\text{II}}$) и меньше нуля (при $l_1 < l_{\text{II}}$).

При $k_{\text{ин}} < 0$ составляющая $k_{\text{ин}} dx_3/dt$ гидродинамической силы $P_{\text{рд}}$ оказывается направленной в сторону движения золотника, т.е. приобретает характер движущей силы, имеющей тем большее значение, чем больше скорость движения золотника. Вследствие этого при слабом демпфировании золотника его колебания могут быть расходящимися. С тем чтобы при эксплуатации гидрораспределителя указанного явления гарантированно не происходило, необходимо выполнение условия: $l_1 \geq l_{\text{II}}$.

При $l_1 = l_{\text{II}}$ в соответствии с формулой (2.6.14) имеем

$$P_{\text{рд}} = -2c_{\text{рд}}x_3. \quad (2.6.17)$$

В данном случае, как следует из формулы (2.6.17) с учетом выражения (2.6.15), при увеличении $p_{\text{д}}$ гидродинамическая сила $P_{\text{рд}}$ при прочих равных условиях по абсолютной величине уменьшается.

При фиксированном значении расхода Q рабочей жидкости через каналы гидрораспределителя на основании соотношений (2.6.10) и (2.6.13) получаем

$$P_{\text{рд}} = -2\rho Q^2 \cos\Theta / (\epsilon_{\text{p,o}} b_{\text{p,o}} x_3). \quad (2.6.18)$$

В отличие от рассмотренного выше случая, когда предполагалось, что изменение длины x_3 рабочего окна золотниковой пары влечет за собой изменение расхода Q рабочей жидкости через гидрораспределитель, при фиксированном значении расхода Q увеличение значения x_3 , как следует из формулы (2.6.18), приводит к уменьшению гидродинамической силы $P_{\text{рд}}$ по абсолютной величине.

Следует отметить, что значение угла Θ между направлением движения жидкости на выходе струи из рабочего окна золотниковой пары и осевой линией золотника зависит от текущего положения золотника относительно его гильзы (корпуса гидрораспределителя) [1], что вносит определенные корректизы в зависимость силы $P_{\text{рд}}$, действующей на золотник со стороны жидкости, протекающей через открытые им рабочие окна, от x_3 .

2.7. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ, ПРИВЕДЕННОЕ К ВЫХОДНОМУ ЗВЕНУ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ

Исследование работы гидропривода предполагает знание величины и характера изменения нагрузки, действующей на выходное звено его гидродвигателя. В большинстве случаев величина указанной нагрузки является функцией времени, положения выходного звена гидродвигателя, а также режима работы гидропривода в целом. Сказанное, в частности, относится к тем гидроприводам, выходное звено гидродвигателя кото-

рых соединено с объектом управления (рабочим оборудованием) посредством механической передачи с переменным передаточным отношением.

Далее ограничимся рассмотрением случая, когда зазоры в местах сочленения отдельных звеньев механической части привода, включающей в себя гидродвигатель, упомянутую механическую передачу и объект управления, пренебрежимо малы, все звенья механической части привода являются абсолютно жесткими и имеют неизменные массы, положение центра масс (в системе координат, связанной со звеном) и момент инерции относительно своего центра масс, а механическая часть привода в целом приводится к плоской расчетной схеме. Уравнения движения звеньев такого механизма в координатной плоскости XOY , связанной с неподвижной системой отсчета, могут быть представлены в следующем виде:

$$m_i \frac{d^2 x_{ci}}{dt^2} = \sum_j F_{ijx}; \quad m_i \frac{d^2 y_{ci}}{dt^2} = \sum_j F_{ijy}; \quad J_{ci} \frac{d^2 \Phi_i}{dt^2} = \sum_k M_{cik},$$

где m_i – масса i -го звена механизма ($i = 1, 2, \dots, n$); n – число звеньев, входящих в состав механизма; x_{ci} , y_{ci} – координаты центра масс i -го звена механизма вдоль осей соответственно OX и OY ; t – время; $\sum_j F_{ijx}$, $\sum_j F_{ijy}$ – суммы проекций всех действующих на

i -е звено механизма сил (включая реакции отброшенных связей) на оси соответственно OX и OY ; J_{ci} , Φ_i , $\sum_k M_{cik}$ – соответственно момент инерции, угол поворота i -го звена механизма и сумма моментов всех сил, действующих на это звено (включая реакции отброшенных связей), относительно оси, проходящей через центр масс звена ортогонально плоскости XOY .

С учетом уравнений, устанавливающих связи между переменными, характеризующими текущее положение звеньев, а именно, между координатами центров масс звеньев и углами поворота звеньев относительно осей, проходящих через их центры масс, количество уравнений, описывающих работу плоского механизма с одной степенью свободы, составляет $6n - 1$. Указанные уравнения позволяют рассчитать все характеристики движения плоского механизма.

Линейные и угловые координаты всех звеньев механизма с голономными связями и с одной степенью свободы, как известно, полностью определяются одной обобщенной координатой, в качестве которой при моделировании механической части гидропривода может быть принята координата выходного звена гидродвигателя.

Если действие сил трения с достаточной для практических целей точностью можно описать с помощью так называемой модели жидкостного трения, в соответствии с которой силы трения полагаются пропорциональными относительным скоростям движения звеньев механизма, или с помощью математической модели, учитывающей лишь силы сухого трения, обусловленные статическими составляющими нагрузки в местах сочленения звеньев, то путем исключения промежуточных переменных исходная система уравнений, описывающих работу механизма, может быть сведена к одному дифференциальному нелинейному уравнению второго порядка относительно обобщенной координаты [10, 17]. При ощутимо меньших трудозатратах упомянутое дифференциальное уравнение получается, если при его выводе исходить из уравнений Лагранжа второго рода.

Система дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода для механизма с голономными связями и несколькими степенями свободы имеет вид:

$$(dT/d\dot{q}_s)/dt - \partial T/\partial q_s = \Phi_s, \quad s = 1, 2, \dots, \chi, \quad (2.7.1)$$

где T – кинетическая энергия механизма; q_s – s -я обобщенная координата механизма; \dot{q}_s – s -я обобщенная скорость механизма ($\dot{q}_s = dq_s/dt$); Φ_s – s -я обобщенная сила; χ – число степеней свободы механизма (равное для механизмов с голономными связями числу обобщенных координат).

Обобщенные силы определяются из условия равенства элементарных работ этих сил на возможных перемещениях, совпадающих с вариациями обобщенных координат, работе внешних сил, приложенных к звеньям механизма, на соответствующих возможных перемещениях их точек приложения:

$$\Phi_s = \sum_{g=1}^N \left(F_{gx} \partial x_g / \partial q_s + F_{gy} \partial y_g / \partial q_s + F_{gz} \partial z_g / \partial q_s \right), \quad (2.7.2)$$

или

$$\Phi_s = \sum_{g=1}^N F_g \frac{v_g}{\dot{q}_s} \cos \alpha_g, \quad (2.7.3)$$

где F_{gx} , F_{gy} , F_{gz} – проекции внешней силы F_g на оси соответственно OX , OY и OZ прямоугольной системы координат XYZ , связанной с неподвижной системой отсчета ($g = 1, 2, \dots, N$); N – количество внешних сил, действующих на звенья механизма; x_g , y_g , z_g – координаты точки приложения внешней силы F_g в прямоугольной системе координат XYZ вдоль осей соответственно OX , OY и OZ ; v_g – скорость движения точки приложения внешней силы F_g ; α_g – угол между векторами внешней силы F_g и скорости движения v_g точки ее приложения.

Для линейной обобщенной координаты соответствующая ей обобщенная сила имеет размерность силы, а для угловой обобщенной координаты – врачающего момента.

Согласно выражениям (2.7.2) и (2.7.3) составляющая обобщенной силы Φ_s , соответствующая любой внешней паре сил с врачающим моментом M_{nj} , действующей на звенья механизма, определяется как

$$M_{nj} \omega_j / \dot{q}_s \cos \alpha_j,$$

где ω_j – угловая скорость вращения звена механизма, к которому приложена пара сил с врачающим моментом M_{nj} ; α_j – угол между векторами момента M_{nj} пары сил и угловой скорости вращения ω_j звена механизма, к которому приложена эта пара.

Иногда зависящие только от обобщенных координат внешние силы (например, сила тяжести), для которых существует силовая функция, не включают в выражения для определения обобщенных сил, а при записи уравнений Лагранжа учитывают их действие на звенья механизма, основываясь на связи силовой функции с потенциальной энергией P рассматриваемого механизма.

Существование сил жидкостного трения в подвижных соединениях звеньев механизма при составлении уравнений Лагранжа может быть учтено посредством так называемой диссипативной функции D .

При использовании для учета действия потенциальных сил (сил, для которых существует силовая функция) и сил жидкостного трения выражений потенциальной энергии Π механизма и диссипативной функции D уравнения Лагранжа второго рода для механизма с голономными связями приобретают вид

$$d(\partial T / \partial \dot{q}_s) / dt - \partial T / \partial q_s = -\partial \Pi / \partial q_s - \partial D / \partial \dot{q}_s + \Phi_s, \quad s = 1, 2, \dots, \chi. \quad (2.7.4)$$

В соответствии с известной формулой для определения кинетической энергии материальной точки кинетическая энергия T механизма может быть представлена следующим образом:

$$T = W_s \dot{q}_s^2 / 2, \quad (2.7.5)$$

где величина W_s имеет физический смысл приведенной массы m_{nps} , если обобщенная координата q_s является линейной, и приведенного момента инерции J_{nps} , если координата q_s является угловой.

Очевидно, что

$$W_s = \sum_{i=1}^n [m_i (v_{ci} / \dot{q}_s)^2 + J_{ci} (\omega_i / \dot{q}_s)^2], \quad (2.7.6)$$

где v_{ci} – скорость движения центра масс i -го звена механизма; ω_i – угловая скорость вращения i -го звена механизма.

При принятых выше допущениях величина W_s в общем случае является функцией обобщенных координат q_s и не зависит непосредственно от времени t . Поэтому

$$dW_s / dt = 0 \quad \text{и} \quad dW_s / dt = \dot{q}_s \partial W_s / \partial q_s.$$

С учетом последних выражений левая часть уравнений Лагранжа (2.7.1), (2.7.4) приводится к следующему виду:

$$d(\partial T / \partial \dot{q}_s) / dt - \partial T / \partial q_s = d(W_s \dot{q}_s) / dt - \dot{q}_s^2 / 2 \partial W_s / \partial q_s = W_s \ddot{q}_s + \dot{q}_s^2 / 2 \partial W_s / \partial q_s. \quad (2.7.7)$$

На основании соотношений (2.7.1) и (2.7.7) окончательно получаем: для случая линейной обобщенной координаты q_s

$$m_{nps} \ddot{q}_s + \dot{q}_s^2 / 2 \partial m_{nps} / \partial q_s = \Phi_s, \quad s = 1, 2, \dots, \chi; \quad (2.7.8)$$

для случая угловой обобщенной координаты q_s

$$J_{nps} \ddot{q}_s + \dot{q}_s^2 / 2 \partial J_{nps} / \partial q_s = \Phi_s, \quad s = 1, 2, \dots, \chi. \quad (2.7.9)$$

Использование вышеприведенных уравнений рассмотрим применительно к механизму с одной из простейших и в то же время широко распространенных схем соединения

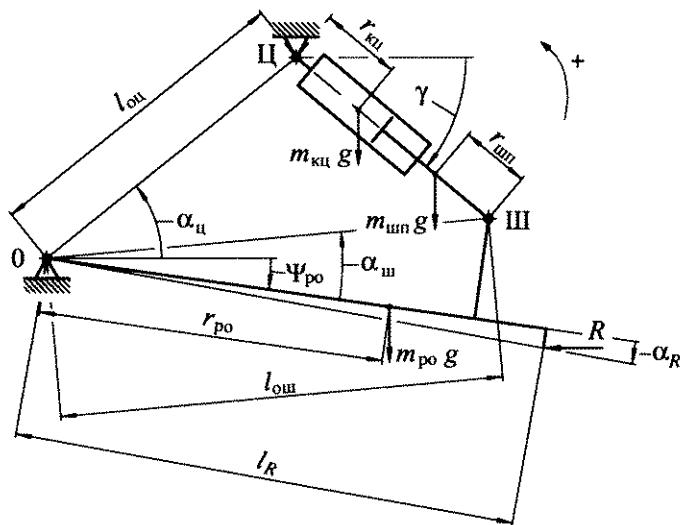


Рис. 2.7.1. Расчетная схема механической части привода:

$l_{оц}$, $l_{ош}$, $l_{р_о}$, $r_{кц}$, $r_{шп}$, $r_{р_о}$ – постоянные линейные размеры; $\alpha_{ц}$, $\alpha_{ш}$, $\alpha_{р_о}$ – постоянные угловые размеры; γ , $\psi_{ро}$ – переменные угловые размеры

гидроцилиндра с неподвижным основанием и объектом управления, когда механическая часть гидропривода представляет собой кулисный механизм с ведущим поршнем на штанге (рис. 2.7.1), состоящий из трех сборных звеньев: корпуса гидроцилиндра, штока с поршнем и рабочего органа, отдельные характеристики которых (масса m , момент инерции J , расстояние r от центра масс до шарнирного соединения) помечены далее соответственно подстрочными индексами: кц, шп, ро.

Определим, каким образом в указанном случае сила P , действующая на поршень гидроцилиндра в его осевом направлении со стороны рабочей жидкости, находящейся в полостях гидроцилиндра, связана с кинематическими характеристиками движения поршня (при отсутствии силового взаимодействия поршня с крышками гидроцилиндра), параметрами механической части привода и технологическим усилием R на рабочем органе. При решении данной задачи в дополнение к вышеупомянутым допущениям пренебрежем трением в подвижных соединениях механизма и будем считать, что центры масс корпуса гидроцилиндра и штока с поршнем расположены на линии, соединяющей оси Ц и Ш шарниров крепления корпуса и штока гидроцилиндра, точка приложения силы R к рабочему органу фиксирована, а линия действия указанной силы при любом положении механизма остается горизонтальной.

Рассматриваемый механизм имеет одну степень свободы. Поэтому его положение полностью определяется одной обобщенной координатой, в качестве которой примем величину выхода z штока гидроцилиндра.

В соответствии с выражением (2.7.6) приведенная к штоку гидроцилиндра масса $m_{нр}$ механизма составляет

$$m_{нр} = m_{шп} + [m_{кц} r_{кц}^2 + J_{кц} + m_{шп}(L_{цил} - r_{шп})^2 + J_{шп}] (dy/dz)^2 + (m_{ро} r_{ро}^2 + J_{ро})(d\psi_{ро}/dz)^2,$$

где $L_{цил}$ – текущее значение расстояния между осями Ц и Ш шарниров крепления корпуса и штока гидроцилиндра, $L_{цил} = l_{цил} + z$; $l_{цил}$ – расстояние между осями Ц и Ш шарниров крепления корпуса и штока гидроцилиндра при полностью втянутом штоке (при $z = 0$).

При записи последнего выражения использованы соотношения:

$$\dot{\gamma} / \dot{z} = d\gamma / dz \quad \text{и} \quad \dot{\psi}_{po} / \dot{z} = d\psi_{po} / dz.$$

На основании рассмотрения геометрии механизма имеем:

$$\gamma = \alpha_{uu} - \arccos[(l_{ou}^2 - l_{uu}^2 - L_{цил}^2) / (2l_{ou}L_{цил})];$$

$$\psi_{po} = \alpha_{uu} - \alpha_{uw} - \arccos[(l_{ou}^2 + l_{uw}^2 - L_{цил}^2) / (2l_{ou}l_{uw})],$$

откуда

$$d\gamma / dz = -B_1 / (L_{цил}B_2); \quad d\psi_{po} / dz = -1 / (l_{ou}B_2),$$

где

$$B_1 = (l_{ou}^2 + L_{цил}^2 - l_{uu}^2) / (2l_{ou}L_{цил}); \quad B_2 = (1 - B_1^2)^{1/2}.$$

При этом

$$\begin{aligned} 1/2 \delta m_{np} / dz &= \{m_{шп}(L_{цил} - r_{шп}) - [m_{ку}r_{ку}^2 + J_{ку} + m_{шп}(L_{цил} - r_{шп})^2 + J_{шп}] \times \\ &\times [(d\psi_{po} / dz - d\gamma / dz) / (B_1 B_2) + 1 / L_{цил}]\} (d\gamma / dz)^2 - (m_{po}r_{po}^2 + J_{po})(d\psi_{po} / dz - \\ &- d\gamma / dz)(B_1 / B_2)(d\psi_{po} / dz)^2. \end{aligned}$$

Для определения приведенной к штоку гидроцилиндра силы тяжести G_{np} , воспользуемся выражением суммарной потенциальной энергии Π звеньев механизма:

$$\Pi = \{(m_{ку} + m_{шп})l_{ou}\sin\alpha_{uu} + [m_{ку}r_{ку} + m_{шп}(L_{цил} - r_{шп})]\sin\gamma + m_{po}r_{po}\sin\psi_{po}\}g,$$

где g – ускорение свободного падения.

С учетом того что $G_{np} = -\partial\Pi/\partial z$, получаем

$$\begin{aligned} G_{np} &= -\{m_{шп}\sin\gamma + [m_{ку}r_{ку} + m_{шп}(L_{цил} - r_{шп})]d\gamma / dz \cos\gamma + \\ &+ m_{po}r_{po}d\psi_{po} / dz \cos\psi_{po}\}g. \end{aligned}$$

Обобщенная сила Φ_z по координате z , учитывающая в рассматриваемом случае действие на механизм сил P и R и представляющая собой результат их приведения к штоку гидроцилиндра, в соответствии с выражением (2.7.3) равна

$$\Phi_z = P + KR,$$

где $K = l_R d\psi_{po} / dz \sin(\psi_{po} + \alpha_R)$.

В итоге дифференциальное уравнение движения механизма, приведенное к штоку гидроцилиндра, имеет вид

$$m_{np} \ddot{z} + \frac{\dot{z}^2}{2} \frac{\partial m_{np}}{\partial z} = P + KR + G_{np} .$$

В заключение следует отметить, что при работе механизмов число звеньев, с которыми взаимодействует каждое отдельно взятое звено, и характер взаимодействия звеньев могут изменяться из-за изменения расстояний между поверхностями звеньев. В частности, в результате перемещения звена в пространстве оно может вступить в контакт с некоторым неподвижным упором. При изменении числа звеньев, с которыми взаимодействует звено, изменяются и уравнения, описывающие работу механизма в целом. В связи с этим для каждого используемого уравнения должны быть оговорены условия его применимости.

Глава 3

ТИПОВЫЕ СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

3.1. ПРЕДОХРАНЕНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ ОТ ПЕРЕГРУЗОК

Одним из достоинств объемных гидравлических приводов является простота защиты их от перегрузок. Эта проблема обычно решается путем ограничения максимального давления рабочей жидкости в гидроприводе на допустимом уровне посредством напорного клапана.

В насосном гидроприводе напорный клапан, как правило, своим входным каналом подключается непосредственно к напорной гидролинии насоса (рис. 3.1.1, а).

Если напорный клапан снабжен пилотом с электромагнитным управлением (рис. 3.1.1, б), то он может использоваться не только для предохранения того участка гидропривода, к которому он подключен своим входным каналом, от давления, превышающего установленное значение (если это предохранительный клапан), или для поддержания в подводимом к нему потоке рабочей жидкости заданного давления путем непрерывного слива части жидкости (если это переливной клапан), но и для практически полной разгрузки соответствующего участка гидропривода от давления.

Напорный клапан может быть выполнен в виде как отдельного гидроаппарата, так и составной части более сложного гидравлического устройства, например распределительно-предохранительного (рис. 3.1.1, в).

При соответствующем подключении каналов напорного клапана непрямого действия его основная ступень в совокупности с рабочими окнами золотниковой пары дросселирующего гидрораспределителя может выполнять функции трехлинейного регулятора расхода (рис. 3.1.1, г).

Поскольку при запертых посредством гидрораспределителя полостях гидродвигателя в них возможно недопустимое повышение давления (например, под действием внешней активной нагрузки), то полости гидродвигателей и присоединенные к ним гидролинии также защищают от перегрузок с помощью предохранительных клапанов и клапанов разности давлений (рис. 3.1.1, д, е).

Для защиты одним предохранительным клапаном нескольких участков гидропривода (например, напорной гидролинии насоса и полостей гидродвигателей) от повышения давления сверх одного и того же максимально допустимого значения каждый из участков гидропривода, подлежащих защите от перегрузок, соединяют с входным каналом предохранительного клапана через индивидуальный обратный клапан (рис. 3.1.1, ж).

Защита от перегрузок участка гидропривода, присоединенного к выходному каналу трехлинейного редукционного клапана, обеспечивается посредством самого этого клапана (рис. 3.1.1, з).

Обычно при больших значениях скорости нарастания давления на участках гидроприводов, подлежащих защите от перегрузок, использование предохранительных клапанов стандартного исполнения не исключает кратковременных повышений давления сверх давления настройки соответствующего предохранительного клапана из-за ограни-

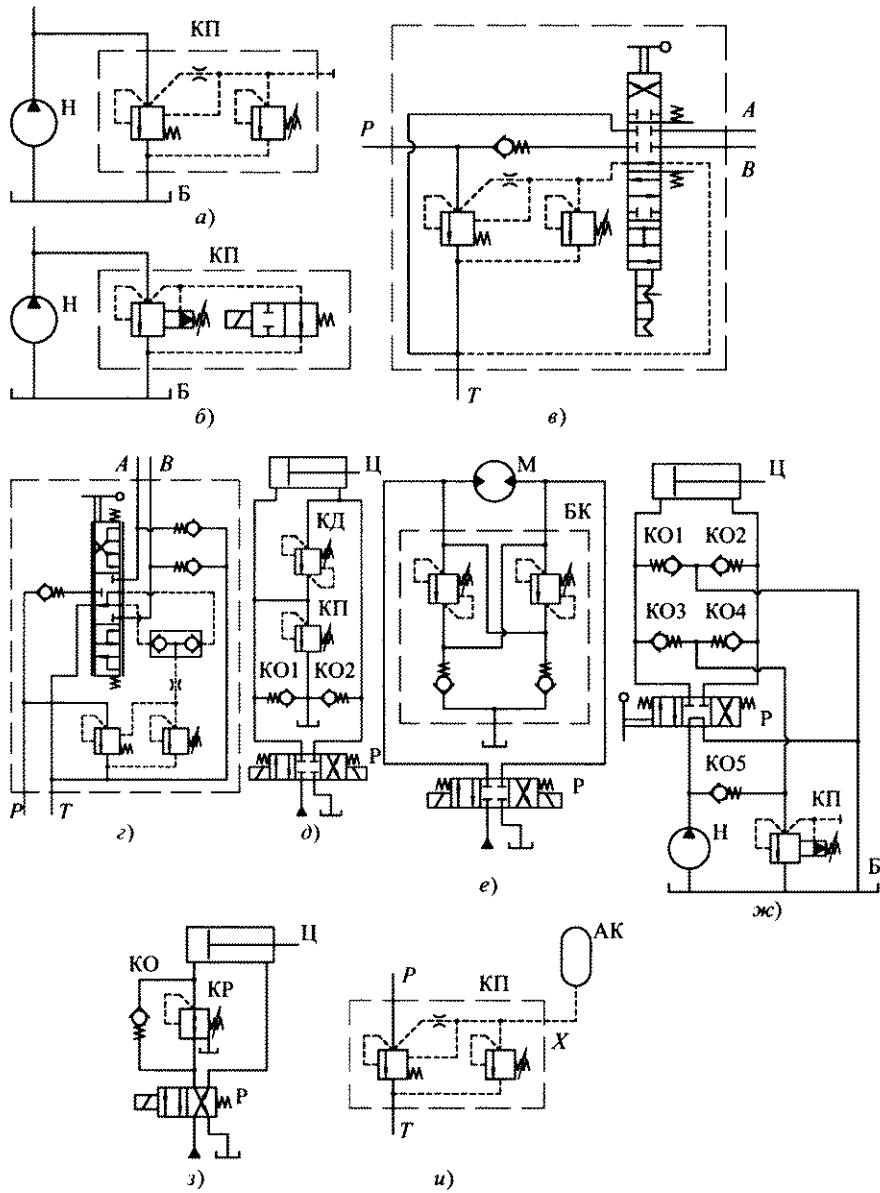


Рис. 3.1.1. Примеры применения клапанов давления в объемных гидроприводах для ограничения давления рабочей жидкости на соответствующем участке гидропривода (а - и), для разгрузки участка гидропривода, присоединенного к входу клапана, от работы под давлением (б, в, г), для регулирования расхода рабочей жидкости (з), для ограничения скорости нарастания давления на входе клапана (и):

КП – предохранительный (или переливной) клапан; КД – клапан разности давлений; БК – блок клапанов разности давлений и обратных клапанов; Р, Т – соответственно напорное (для входа рабочей жидкости гидроаппарата от источника ее потока под давлением) и сливное отверстия гидроаппарата; А, В – отверстия для основного потока гидроустройства, в которых рабочая жидкость может двигаться в обоих направлениях; Х – отверстие для присоединения гидролинии управления

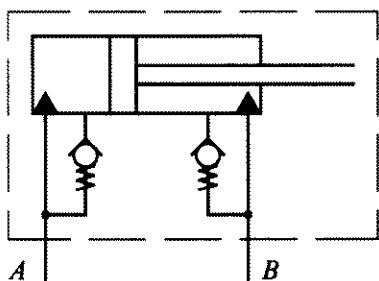


Рис. 3.1.2. Принципиальная схема гидроцилиндра двухстороннего действия, конструкция которого обеспечивает автоматическое соединение рабочих полостей гидроцилиндра между собой при приближении его выходного звена к концу хода

пана открывается на тем большую величину, чем выше скорость нарастания давления (вне зависимости от величины самого давления). Благодаря этому происходит ограничение скорости нарастания давления во входном канале клапана и уменьшается вероятность превышения давлением на входе клапана величины давления его настройки.

При эксплуатации гидроприводов поступательного движения одной из причин повышения давления в гидроприводе до уровня срабатывания предохранительного клапана является упор выходного звена гидроцилиндра в ограничитель его хода. В данной ситуации при использовании в гидроприводе гидроцилиндров двухстороннего действия неоправданного роста давления и сопутствующих ему повышенных потерь энергии можно избежать путем обеспечения автоматического соединения полостей гидроцилиндра между собой при приближении его выходного звена к концу хода (рис. 3.1.2, 3.1.3).

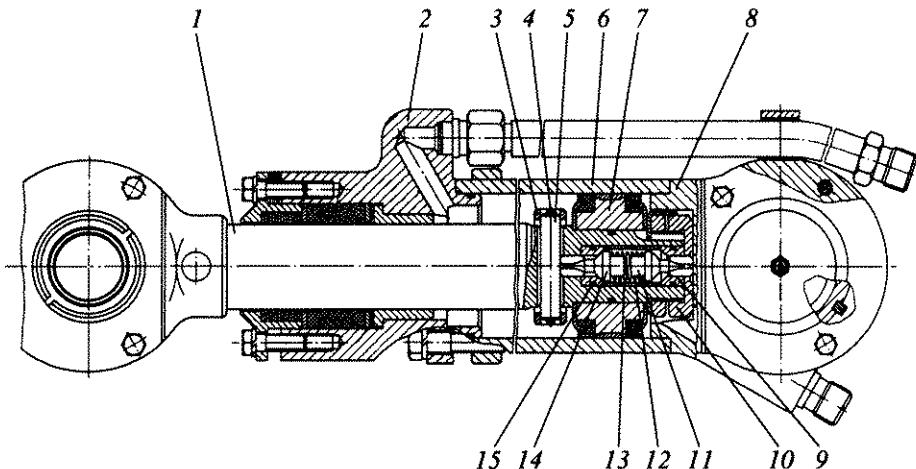


Рис. 3.1.3. Гидроцилиндр со специальным гидромеханическим разгрузочным устройством (а. с. SU № 226360):

- 1 – шток;
- 2 – проходная крышка;
- 3 – кольцо;
- 4 – разрезное кольцо;
- 5 – палец;
- 6 – гильза;
- 7 – поршень;
- 8 – непроходная крышка;
- 9, 15 – седла;
- 10 – накидная гайка;
- 11, 14 – запорно-регулирующие элементы;
- 12 – пружина;
- 13 – вставка

ченности его динамических характеристик. Это явление в значительной степени можно уменьшить, а в ряде случаев полностью исключить путем подсоединения к входу управляющей ступени (каналу управления) предохранительного клапана непрямого действия упругого элемента (рис. 3.1.1, *и*). При указанном незначительном изменении способа применения предохранительный клапан непрямого действия приобретает свойство реагировать не только на величину давления в его входном канале, но и на скорость изменения этого давления. При превышении интенсивностью увеличения входного давления некоторого порогового значения проходное сечение основной ступени кла-

Для обеспечения вышеуказанного соединения гидроцилиндр, выполненный по схеме, показанной на рис. 3.1.2, имеет со стороны каждой из его рабочих полостей два отверстия, расстояние между которыми вдоль оси гидроцилиндра превышает ширину его поршня. Каждое из этих отверстий соединено с соответствующим присоединительным отверстием *A* или *B* гидроцилиндра: одно (ближнее к крышке гидроцилиндра) непосредственно, а второе (далее от крышки) через обратный клапан, не пропускающий жидкость в рабочую полость гидроцилиндра. Недостатком данной конструкции является то, что при приближении выходного звена гидроцилиндра к крайнему положению уплотнения, установленные на поршне, проходят через зону выхода отверстия, снабженного обратным клапаном, на рабочую поверхность гильзы (корпуса) гидроцилиндра.

Это неблагоприятно сказывается на сроке службы уплотнений.

Гидроцилиндр, конструкция которого представлена на рис. 3.1.3, оснащен специальным гидромеханическим разгрузочным устройством, смонтированным в его штоке, и свободен от указанного недостатка.

В осевой расточке штока *I*, выходящей в поршневую полость и соединенной радиальным отверстием со штоковой полостью гидроцилиндра, установлены два седла *9* и *15*. Седла зафиксированы от осевых перемещений в расточке штока *I* с помощью вставки *13* и накидной гайки *10*. Между запорно-регулирующими элементами установлена пружина *12*, прижимающая каждый из указанных элементов к своему посадочному месту в соответствующем седле. В силу такой конструкции разгрузочного устройства запорно-регулирующие элементы *11* и *14* при любом промежуточном положении поршня *7* перекрывают сообщение полостей гидроцилиндра через каналы, выполненные в штоке *I*.

В конце хода втягивания штока *I* хвостовик запорно-регулирующего элемента *11*, выступающий за торцовую поверхность поршня *7* со штоком *I* в сборе, упирается в торец непроходной крышки *8*, в результате чего элемент *11* отходит от своего посадочного места в седле *9*. При этом под действием рабочей жидкости элемент *14* также отжимается от своего посадочного места в седле *15*. Через образовавшиеся проходные сечения рабочая жидкость перетекает из штоковой полости гидроцилиндра в поршневую и далее на слив под давлением, определяемым силой сопротивления, приложенной к штоку, и потерями давления в гидролиниях.

В конце хода выдвижения штока *I* кольцо *3*, надетое на шток, упирается в торец проходной крышки *2* и через палец *5*, установленный в радиальном отверстии штока и зафиксированный относительно кольца *3* посредством разрезного кольца *4*, воздействует на хвостовик запорно-регулирующего элемента *14*, вызывая отход этого элемента от его посадочного места в седле *15*. При этом под действием рабочей жидкости элемент *11* также отжимается от своего посадочного места в седле *9*. Через образовавшиеся проходные сечения рабочая жидкость перетекает из поршневой полости гидроцилиндра в штоковую и далее на слив под давлением, определяемым силой сопротивления, приложенной к штоку, и потерями давления в гидролиниях.

3.2. СХЕМЫ УСТАНОВКИ ФИЛЬТРОВ В ГИДРОПРИВОДАХ

Фильтры предназначены для поддержания в процессе эксплуатации гидропривода необходимой чистоты рабочей жидкости в целях повышения долговечности отдельных гидравлических устройств, обеспечения надежной работы гидропривода в целом и, в конечном итоге, уменьшения расходов на его эксплуатацию. Помощью фильтров в

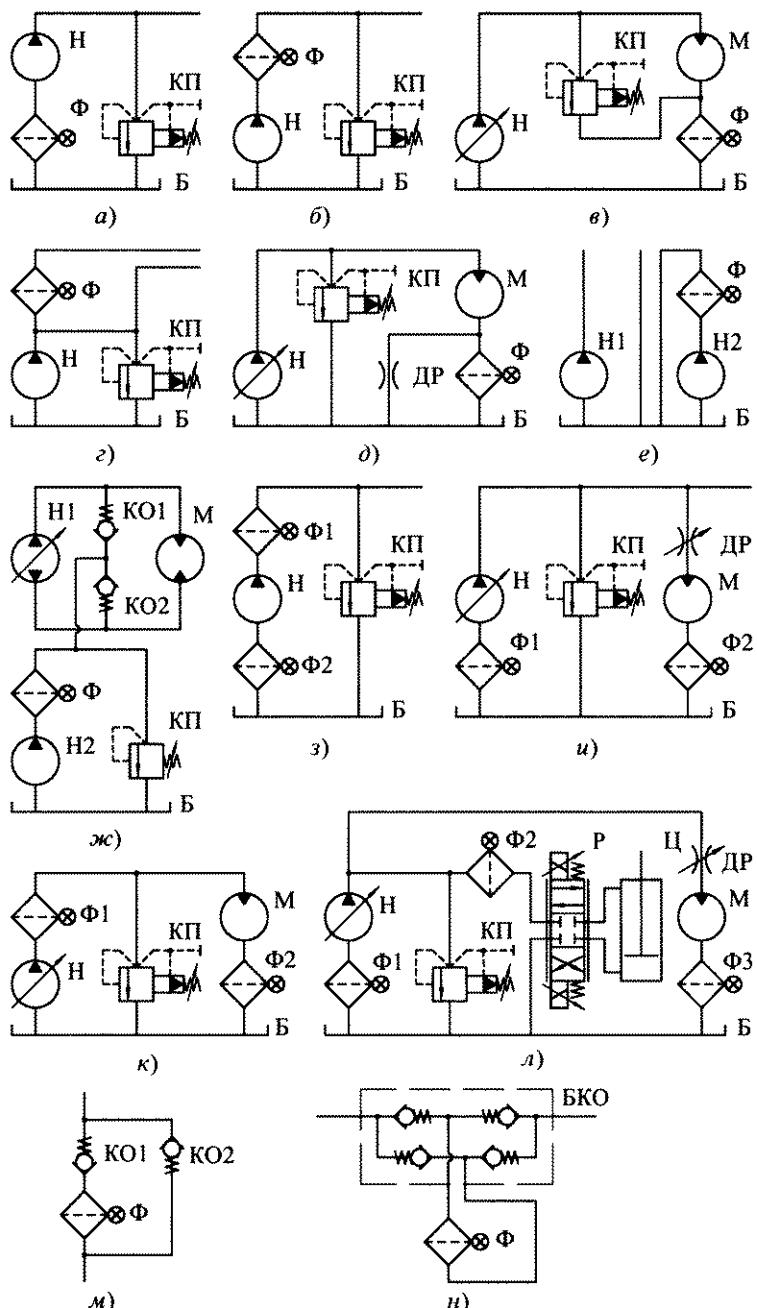


Рис. 3.2.1. Схемы установки фильтров в гидроприводах для обеспечения полнопоточной (а, б, в, з), пропорциональной (г, д, е, ж) и комбинированной (и, к, л) фильтрации рабочей жидкости во всасывающей (а), напорной (б, з) и сливной (в, д) гидролиниях, в нескольких гидролиниях (з, и, к, л) и в гидролиниях, движение жидкости по которым возможно в обоих направлениях (м, н)

зависимости от места установки их в гидроприводе может осуществляться *полнопоточная* (рис. 3.2.1, *a–в*) или *пропорциональная* (рис. 3.2.1, *г–жс*) фильтрация рабочей жидкости во всасывающей, напорной или сливной гидролиниях [15].

Фильтры, выпускаемые в настоящее время промышленностью, как правило, оснащают средствами для визуальной или электрической индикации загрязненности, а также нерегулируемым клапаном разности давлений. Клапан подключается параллельно по отношению к фильтроэлементу и позволяет защитить фильтроэлемент от разрушения путем ограничения максимального перепада давления на нем. Однако следует иметь в виду, что при открытии проходного сечения указанного клапана часть потока рабочей жидкости проходит через фильтр, не подвергаясь очистке (на схемах, представленных на рис. 3.2.1, клапан разности давлений не показан).

Различают *абсолютную* и *номинальную* тонкости фильтрации. Первая характеризуется минимальным размером загрязняющих частиц, полностью задерживаемых фильтром, а вторая – размером частиц, задерживаемых на 90 %.

Практика показывает, что фильтр может эффективно защищать от воздействия загрязнителей только то устройство гидропривода, которое установлено непосредственно после него, остальные же устройства защищаются лишь частично. Поэтому использующиеся схемы фильтрации обычно представляют собой комбинации фильтров, установленных в разных линиях гидропривода: всасывающей и напорной (рис. 3.2.1, *з*), всасывающей и сливной (рис. 3.2.1, *и*), напорной и сливной (рис. 3.2.1, *к*), всасывающей, напорной и сливной (рис. 3.2.1, *л*).

Заливка рабочей жидкости в гидробак должна производиться с помощью подвижного агрегата обслуживания гидросистем (заправочной станции) или через заливной фильтр.

Приемные (всасывающие) фильтры обеспечивают прежде всего защиту насоса от сравнительно крупных частиц, попадающих в гидробак извне или появляющихся в гидроприводе в процессе его работы (продуктов износа или эрозии металлических деталей, разрушения уплотнений, окисления рабочей жидкости и т.п.). Указанные фильтры косвенно защищают также и другие устройства гидропривода от попадания в них более мелких частиц, являющихся продуктами разрушения крупных частиц в насосе или в других узлах гидропривода. В связи с этим с помощью приемных фильтров рекомендуется осуществлять полнопоточную фильтрацию рабочей жидкости.

Поскольку приемные фильтры ухудшают условия всасывания насосов, то перепад давления на таких фильтрах не должен превышать 0,018...0,02 МПа. С целью уменьшения гидравлического сопротивления во всасывающей гидролинии могут устанавливаться параллельно несколько приемных фильтров.

Для защиты высокочувствительных к загрязнениям устройств гидропривода непосредственно перед этими устройствами устанавливают напорные фильтры тонкой очистки (см. рис. 3.2.1, *л*).

Напорный фильтр обеспечивает полнопоточную фильтрацию в том случае, если он установлен на выходе насоса перед напорным (предохранительным или переливным) клапаном (см. рис. 3.2.1, *б*).

Если в соответствии с циклом работы гидрофицированной машины насос гидропривода включается кратковременно, наиболее эффективным является вариант пропорциональной фильтрации рабочей жидкости посредством автономного агрегата очистки, действующего непрерывно (см. рис. 3.2.1, *е*), при этом в случае необходимости жидкость после фильтра может пропускаться через теплообменный аппарат.

В гидроприводах с замкнутым потоком расход рабочей жидкости, циркулирующей между регулируемым насосом и гидродвигателем, существенно изменяется в зависимо-

сти от выполняемого элемента рабочего цикла гидрофицированной машины, причем средний расход за время рабочего цикла может быть незначительным. В последнем случае целесообразно использование пропорциональной фильтрации рабочей жидкости с помощью фильтра, установленного в напорной гидролинии насоса подпитки (см. рис. 3.2.1, жс).

При установке фильтра в гидролинии, движение рабочей жидкости по которой возможно в обоих направлениях (например, между гидрораспределителем и рабочей полостью реверсивного гидродвигателя), для обеспечения прохождения жидкости через фильтр только в одном направлении (и, соответственно, предотвращения вымывания из фильтра осевших в нем загрязнений) используются обратные клапаны и блоки обратных клапанов (см. рис. 3.2.1, м, н).

Из-за повышенных требований к прочности корпуса, который должен выдерживать без разрушения максимальное рабочее давление в гидроприводе, напорные фильтры являются металлоемкими и достаточно дорогими по сравнению с приемными и сливными фильтрами.

Сливные фильтры так же, как и напорные, позволяют обеспечить высокую тонкость фильтрации рабочей жидкости и допускают эксплуатацию при большем по сравнению с приемными фильтрами перепаде давления. Они достаточно компактны, могут встраиваться непосредственно в гидробак. Однако если сливной фильтр является единственным фильтром, используемым в гидроприводе, то его применение оправдано лишь при условии, что обеспечена хорошая защита от попадания загрязнений в гидропривод (в первую очередь – в гидробак) из внешней среды. Это связано с тем, что, задерживая продукты износа, образующиеся при работе всех устройств гидропривода, фильтр, установленный в сливной линии, очевидно, не может предотвратить попадание в насос загрязнений из гидробака.

Установка фильтра в сливной гидролинии не рекомендуется, если при работе гидропривода нежелателен подпор по давлению на сливе, величина которого к тому же будет изменяться по мере засорения фильтроэлемента.

Выбор пропускной способности напорных и сливных фильтров, предназначенных для работы в режиме полнопоточной фильтрации, должен производиться с учетом фактических значений расхода рабочей жидкости через них. При наличии в гидроприводе гидроаккумуляторов и дифференциальных гидроцилиндров расход рабочей жидкости может существенно отличаться от подачи используемых в гидроприводе насосов.

Для задержания содержащихся в рабочей жидкости металлических магнитных частиц (обычно продуктов износа гидравлических устройств) применяют магнитные очистители (сепараторы) в виде стержней или пробок, устанавливаемые, как правило, в проемах перегородок гидробаков, разделяющих всасывающий и сливной отсеки, полостях корпусных деталей гидромашин и других местах, в которых скорость течения жидкости не превышает 1 см/с.

Эффективность действия магнитных очистителей зависит от напряженности создаваемого ими магнитного поля, скорости движения и вязкости жидкости, расположения силовых магнитных линий относительно направления потока жидкости, размеров загрязняющих жидкость частиц и их расстояния от магнитного очистителя. Основной характеристикой магнитных очистителей является не номинальная тонкость фильтрации, а показатель степени очистки, представляющий собой отношение разности масс загрязнений в пробе до и после очистки к массе загрязнений до очистки.

Фильтры и магнитные очистители должны устанавливаться в гидроприводах таким образом, чтобы обеспечивалось удобство смены фильтроэлементов и наблюдения за степенью их загрязненности.

При работе гидропривода уровень рабочей жидкости в гидробаке в результате функционирования гидроаккумуляторов и дифференциальных гидроцилиндров изменяется, вследствие чего происходит засасывание воздуха в бак из окружающей среды и вытеснение воздуха из бака. Для предотвращения попадания пыли и других загрязнений в рабочую жидкость извне внутренняя полость гидробака должна сообщаться с атмосферой только через воздушные фильтры (сапуны), обеспечивающие тонкость фильтрации не хуже тонкости фильтрации основного фильтра гидропривода. Сапуны выпускаются промышленностью в виде отдельного узла или совмещеными с заливным фильтром.

3.3. СХЕМЫ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Насосной установкой называют совокупность из одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака, оформленных в виде единой конструкции. Как правило, насосные установки содержат в своем составе кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, теплообменные аппараты), определенную гидроаппаратуру, манометры, датчики или реле давления.

Под насосным агрегатом понимают совокупность установленных на общем кронштейне (или общей раме) насоса и приводящего электродвигателя, валы которых соединены посредством муфты (преимущественно эластичной).

Конструкция насосной установки и объем входящего в ее состав гидробака оказывают существенное влияние на тепловой режим работы гидропривода, в котором используется данная насосная установка.

Минимальный потребный объем гидробака определяется:

а) изменением в процессе работы гидропривода объема рабочей жидкости в гидроаккумуляторах и дифференциальных гидроцилиндрах, входящих в состав гидропривода;

б) изменением объема рабочей жидкости в гидроприводе вследствие ее теплового расширения;

в) объемом утечек рабочей жидкости за время эксплуатации гидропривода до очередной замены рабочей жидкости (или за заданное время эксплуатации гидропривода без добавления рабочей жидкости);

г) необходимостью обеспечения расположения концов всех соединенных с гидробаком трубопроводов (сливных, дренажных и всасывающих) на расстоянии не менее их двух диаметров относительно дна гидробака и на глубине не менее трех–пяти диаметров относительно минимального уровня жидкости в гидробаке [5].

Обычно объем гидробака для гидроприводов, работающих в ненапряженном (с точки зрения потерь энергии) режиме, выбирают на основании теплового расчета, исходя из условия непревышения установившейся температурой рабочей жидкости в гидроприводе наперед заданного значения (порядка 50...60 °C) при максимальной температуре окружающей среды. В указанном случае при приемлемых габаритах гидробака исключается опасность перегрева гидропривода без применения в его составе теплообменного аппарата (маслоохладителя).

Для гидроприводов, работающих со значительными потерями энергии, выбирать объем гидробака из условия обеспечения отсутствия перегрева рабочей жидкости нецелесообразно, так как при этом размеры гидробака получаются непропорционально большими по отношению к размерам других устройств, входящих в состав привода. Поэтому желаемый температурный режим работы должен обеспечиваться путем применения теплообменного аппарата с соответствующим коэффициентом теплопередачи,

а выбор вместимости гидробака необходимо производить, руководствуясь иными критериями [5, 6, 7, 15].

Согласно рекомендациям, базирующимся на основе опыта, накопленного в течение многолетней практики эксплуатации гидроприводов, объем рабочей жидкости в гидробаке не должен составлять более 80...90 % от полного объема бака для компенсации теплового расширения рабочей жидкости и улучшения условий выделения из нее воздуха (деаэрации). С позиций повышения эффективности выделения воздуха из жидкости естественным путем (за счет выталкивающей архимедовой силы) и осаждения частиц загрязнений на дно под действием силы тяжести гидробак должен быть относительно длинным, широким и низким, а выход из сливного трубопровода и вход во всасывающий трубопровод должны быть максимально удалены друг от друга.

Эффективность деаэрации повышается при разделении гидробака на всасывающий и сливной отсеки посредством перегородки (см., например, патент RU № 2153913) и установки в гидробаке на пути потока жидкости от сливного трубопровода к всасывающему металлической сетки, закрепленной на жесткой раме и наклоненной под углом 30° по отношению к свободной поверхности жидкости в баке. Жидкость должна двигаться с выхода сливного трубопровода к входу всасывающего через сетку сверху вниз.

Для интенсификации деаэрации рабочей жидкости используют также специальные устройства, называемые *дегазаторами*. Если на выходе из сливного трубопровода в гидробак не установлен рассекатель для дробления струи жидкости или диффузор соответствующей конструкции, а на входе всасывающего трубопровода не установлен фильтр, то для снижения скорости движения жидкости вблизи выхода из сливного трубопровода и входа во всасывающий трубопровод концы указанных трубопроводов выполняют со срезом под углом 45° [7, 15, 16].

Наиболее рациональной считается форма гидробака в виде параллелепипеда. Применяются также гидробаки, имеющие круглое поперечное сечение. Форма гидробаков, используемых на мобильных машинах, зависит от места расположения на базовой машине.

Гидробаки обычно выполняют сварными из стальных листов; гидробаки небольших размеров делают также литыми. После сварки или отливки внутренняя поверхность гидробака должна быть очищена до металлического блеска и окрашена светлой маслостойкой краской. На внутренней поверхности бака не должно быть складок и карманов, в которых могла бы скапливаться грязь.

Днище гидробака выполняют с небольшим наклоном в баке, имеющем форму параллелепипеда, или куполообразным, если цилиндрический бак устанавливают вертикально. В самой нижней части днища делают резьбовое отверстие с заглушкой для слива масла при его замене или перед промывкой бака. В гидробаке рекомендуется иметь смотровые люки размером не менее 200×200 мм², позволяющие производить его осмотр и очистку. Крышки смотровых люков и верхняя крышка гидробака должны быть надежно уплотнены. В тех случаях, когда для повышения компактности насосной установки на верхней крышке гидробака располагают насосные агрегаты и гидроаппаратуру, указанную крышку делают соответственно жесткой.

Гидробаки стационарного оборудования устанавливают на опорах на некотором расстоянии от пола (не менее 100 мм) для обеспечения хорошей теплопередачи от рабочей жидкости к окружающему воздуху через днище и для облегчения слива рабочей жидкости из бака.

Для визуального контроля за количеством рабочей жидкости гидробаки оснащают маслоуказателями (маслоуказатель должен иметь отметки, соответствующие предельно

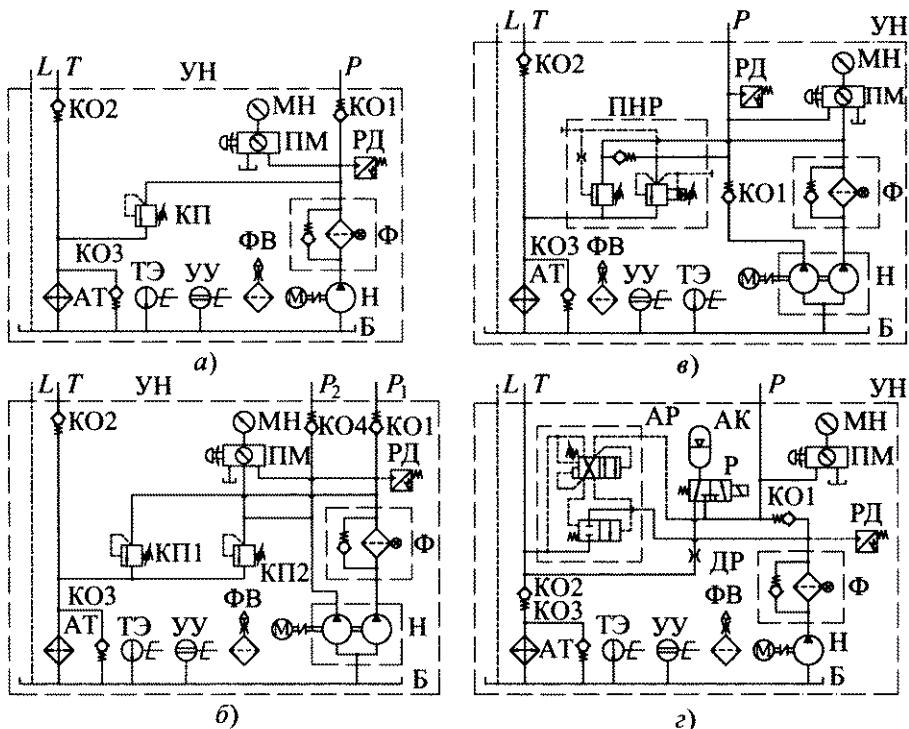


Рис. 3.3.1. Гидравлические принципиальные схемы насосных установок с однопоточным насосом (а), двухпоточным насосом с раздельными потоками (б), разделительной гидропанелью (в) и с пневмогидравлическим аккумулятором (г); P, P_1, P_2 – напорные отверстия насосной установки; T, L – отверстия насосной установки для подсоединения соответственно сливной и дренажной гидролиний

допустимым минимальному и максимальному уровням жидкости в баке), а для автоматического контроля – электрическими датчиками уровня (реле контроля уровня). Для контроля температуры рабочей жидкости в гидробаке используют показывающие манометрические термометры и электрические датчики-реле температуры.

Гидробак должен быть оснащен заливным фильтром. Для предотвращения попадания пыли и других загрязнений в рабочую жидкость извне внутренняя полость гидробака должна сообщаться с атмосферой только через воздушные фильтры (сапуны). Сапуны выпускаются промышленностью в виде отдельного узла или совмещенными с заливным фильтром.

Для задержания содержащихся в рабочей жидкости металлических магнитных частиц в проемах перегородок гидробака, разделяющих всасывающий и сливной отсеки, устанавливают магнитные очистители (сепараторы) в виде стержней или пробок.

Если всасывающее отверстие насоса располагается ниже уровня рабочей жидкости в гидробаке, то во всасывающей магистрали между гидробаком и насосом устанавливают запорный кран для обеспечения возможности ремонта насоса и его замены без слива рабочей жидкости из бака. Такой кран, как правило, оснащают электрическим концевым выключателем для осуществления автоматического контроля за текущим положением ручки управления крана. Если проходное сечение запорного крана закрыто, то (благода-

ря работе схем электроавтоматики) включение приводящего двигателя насоса оказывается блокированным.

В качестве примера на рис. 3.3.1 приведены гидравлические принципиальные схемы насосных установок: с однопоточным насосом (*а*), с двухпоточным насосом с раздельными потоками (*б*), с разделительной гидропанелью (*в*) и с пневмогидравлическим аккумулятором (*г*) [15].

3.4. СХЕМЫ СОЕДИНЕНИЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

В состав гидропривода может входить несколько гидродвигателей, для независимого управления каждым или несколькими из которых используется индивидуальный гидрораспределитель либо индивидуальный золотник гидрораспределителя моноблочного исполнения, либо индивидуальная рабочая секция гидрораспределителя секционного исполнения, т.е. индивидуальное распределительное устройство. В дальнейшем совокупность гидродвигателей, управление которыми осуществляется посредством индивидуального распределительного устройства, называется *группой гидродвигателей*.

В зависимости от того, каким образом происходит одновременная работа различных групп гидродвигателей при установке золотников их распределительных устройств в соответствующие рабочие позиции, различают три схемы соединения гидродвигателей: *параллельную*, *последовательную* и *индивидуальную* [6]. В пределах каждой из групп гидродвигателей последние могут быть соединены параллельно или последовательно.

При соединении гидродвигателей по параллельной схеме расход рабочей жидкости, поступающей от источника питания гидропривода, делится между всеми подключенными в данный момент времени к источнику питания гидродвигателями. При этом, если не принимать специальных мер, жидкость распределяется между параллельно соединенными гидродвигателями неравномерно: чем меньше приведенное гидравлическое сопротивление участка гидропривода, в состав которого входит гидродвигатель (с учетом перепада давления в полостях гидродвигателя, определяемого нагрузкой на его выходном звене и внутренним трением в гидродвигателе), тем больше расход жидкости, поступающей к гидродвигателю.

В таком случае давление на выходе насоса насосного гидропривода, работающего с переменным давлением питания, определяется максимальным значением давления, необходимого для выполнения соответствующей рабочей операции каждым из одновременно работающих гидродвигателей.

Схема параллельного соединения гидродвигателей используется в тех случаях, когда необходимо обеспечить возможность одновременной работы гидродвигателей в широком диапазоне нагрузок, вплоть до максимальных.

При соединении гидродвигателей по последовательной схеме рабочая жидкость из сливной полости первого из них поступает в напорную полость второго и т.д. В результате этого скорость движения выходного звена каждого из включенных последовательно гидродвигателей (при пренебрежении утечками и сжимаемостью рабочей жидкости, а также упругими свойствами стенок каналов, в которых она заключена) определяется расходом рабочей жидкости, поступающей в напорную полость первого из указанных гидродвигателей.

Однако в данном случае давление на выходе источника питания гидропривода равно сумме перепадов давления на всех последовательно соединенных гидравлических

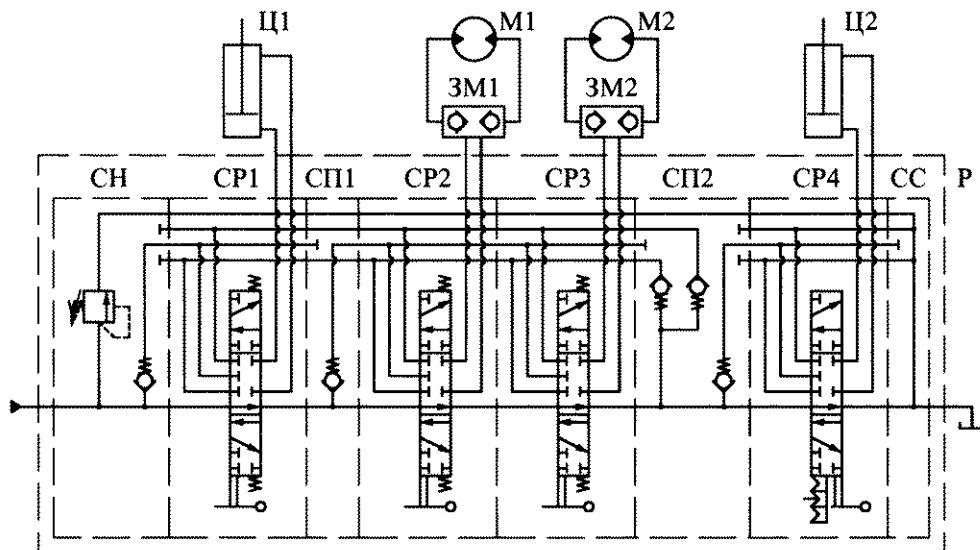


Рис. 3.4.1. Упрощенная принципиальная схема гидропривода с различными схемами соединения гидродвигателей

устройствах привода, включая гидродвигатели, вследствие чего максимальное усилие, которое может быть реализовано на выходном звене каждого из гидродвигателей, при прочих равных условиях оказывается меньше величины, определяемой геометрическими размерами этого гидродвигателя и максимальным давлением в гидроприводе.

Последовательное соединение гидродвигателей целесообразно использовать в тех случаях, когда необходимость в одновременной работе гидродвигателей возникает при нагрузках на их выходных звеньях, значительно меньших максимально возможных.

При соединении гидродвигателей по индивидуальной схеме подвод рабочей жидкости от общего источника питания к одному из них исключает подвод жидкости от источника питания к другим гидродвигателям. Индивидуальная схема соединения гидродвигателей применяется в тех случаях, когда одновременная работа гидродвигателей по условиям эксплуатации гидрофицированной машины или из соображений техники безопасности является недопустимой.

На рис. 3.4.1 приведена упрощенная гидравлическая принципиальная схема гидропривода, в состав которого входят четыре гидродвигателя Ц1, Ц2, М1, М2. Управление каждым из них осуществляется с помощью соответствующей рабочей секции секционного гидрораспределителя Р [6]. Помимо четырех рабочих секций (CP1, ..., CP4), в состав гидрораспределителя Р входят: напорная (SN), сливная (CC) и две промежуточные (СП1, СП2) секции разных модификаций.

Благодаря использованию промежуточных секций, несмотря на то что все рабочие секции имеют одинаковое исполнение по гидросхеме, обеспечивается включение гидроцилиндра Ц1 по индивидуальной схеме по отношению к гидромоторам М1 и М2 и включение гидроцилиндра Ц2 по последовательной схеме по отношению к гидродвигателям Ц1, М1 и М2. Гидромоторы М1 и М2 по отношению друг к другу соединены параллельно.

3.5. ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ НАРУШЕНИЯ СПЛОШНОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОЙ ПОЛОСТИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ ГИДРОПРИВОДА С ПОПУТНОЙ НАГРУЗКОЙ НА ВЫХОДНОМ ЗВЕНЕ

Для гидроприводов целого ряда машин характерна работа с попутной (т.е. действующей в направлении движения) нагрузкой на выходном звене гидродвигателя.

При определенной величине попутной нагрузки скорость движения выходного звена гидродвигателя может превышать значение, обусловливаемое расходом рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидродвигателя от источника питания. Это влечет за собой снижение давления в напорной полости гидродвигателя вплоть до критического уровня, при котором происходит нарушение сплошности рабочей жидкости, характеризующееся интенсивным выделением из жидкости растворенных в ней газов и парообразованием. Нарушение сплошности рабочей жидкости отрицательно сказывается на функционировании гидропривода и показателях его работы.

Для предотвращение этого явления (без применения каких-либо внешних по отношению к гидроприводу тормозных устройств) необходимо создать в нагруженной полости гидродвигателя (при использовании в гидроприводе гидродвигателя двухстороннего действия) давления подпора, достаточного для уравновешивания внешней попутной нагрузки, действующей на выходное звено гидродвигателя. Здесь и далее *нагруженной* называется та рабочая полость гидродвигателя, из которой при работе его с попутной нагрузкой на выходном звене происходит вытеснение рабочей жидкости (т.е. которая в данном случае является сливной).

Широкое распространение получил способ создания подпора в нагруженной полости гидродвигателя с помощью гидродросселя, напорного гидроклапана или гидроклапана разности давлений, установленного на пути жидкости из нагруженной полости гидродвигателя.

Регулирующий гидроаппарат, предназначенный для создания подпора в нагруженной полости гидродвигателя, может быть установлен как в гидролинии, соединяющей эту полость с гидрораспределителем (рис. 3.5.1, а, б), так и в сливной гидролинии привода (т.е. между гидрораспределителем и гидробаком) (рис. 3.5.1, в); конструктивно он может быть выполнен встроенным непосредственно в гидрораспределитель.

При размещении упомянутого регулирующего гидроаппарата в гидролинии, соединяющей нагруженную полость гидродвигателя с гидрораспределителем, параллельно данному гидроаппарату включают обратный клапан (или используют гидроаппарат со встроенным обратным клапаном). Это делается для обеспечения возможности движения рабочей жидкости от источника питания в нагруженную полость гидродвигателя (для получения движения выходного звена гидродвигателя в обратном направлении) при минимальных гидравлических потерях энергии или для обеспечения возможности указанного движения жидкости вообще (см. рис. 3.5.1, а, б).

Для исключения нарушения сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя в процессе работы гидропривода с переменной по величине попутной нагрузкой на выходном звене используемые дроссель, напорный гидроклапан или гидроклапан разности давлений должны либо постоянно перерегулироваться в соответствии с текущим значением попутной нагрузки (что при ручном управлении весьма трудоемко), либо быть отрегулированы в расчете на максимально возможное значение попутной нагрузки. В последнем случае при значениях попутной нагрузки, меньших максимального значения, работа насосного гидропривода, давление в напорной линии ко-

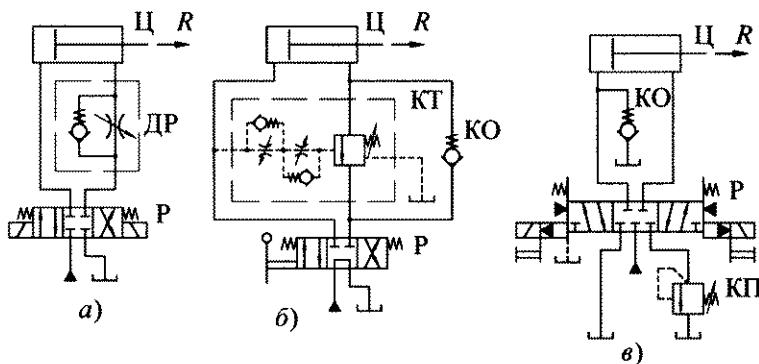


Рис. 3.5.1. Способы предотвращения неуправляемого движения выходного звена гидропривода под действием внешней попутной нагрузки посредством дросселя (а), тормозного (б) и напорного (в) клапанов:

ДР – дроссель с обратным клапаном; КТ – тормозной клапан; КП – напорный клапан;
 R – внешняя сила, действующая на шток гидроцилиндра, являющийся выходным звеном гидропривода

торого определяется величиной нагрузки на выходном звене гидродвигателя и гидравлическими сопротивлениями и является переменным, сопровождается дополнительными потерями энергии, потребляемой от приводящего двигателя (тем большими, чем меньше значение попутной нагрузки).

Показатели работы гидропривода при наличии попутной нагрузки на его выходном звене существенно улучшаются при использовании в качестве регулирующего гидроаппарата так называемого тормозного клапана (см. рис. 3.5.1, б, 3.5.2) [6]. Полость управления тормозного клапана соединяют со второй полостью гидродвигателя, вследствие чего площадь проходного сечения рабочего окна, открываемого запорно-регулирующим элементом данного клапана, и соответственно гидравлическое сопротивление клапана потоку рабочей жидкости, вытекающей из нагруженной полости гидродвигателя, оказываются при прочих равных условиях зависящими от значения давления в напорной полости гидродвигателя. Благодаря этому в упомянутой полости в процессе работы гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене гидродвигателя автоматически обеспечивается поддержание определенного манометрического давления вне зависимости от величины попутной нагрузки и расхода рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю от источника питания.

Существуют конструкции тормозных клапанов для грузоподъемных и подъемно-транспортных машин, обеспечивающие при соответствующем исполнении гидропривода автоматическое регулирование расхода жидкости, вытесняемой из нагруженной полости гидродвигателя под действием внешней попутной нагрузки, и тем самым скорость движения выходного звена гидродвигателя таким образом, что с увеличением попутной нагрузки скорость движения выходного звена гидродвигателя под действием этой нагрузки уменьшается (см., например, авторское свидетельство SU № 1706954). Поскольку опускание грузов осуществляется под действием их силы тяжести, то при применении в гидроприводе подобного тормозного устройства опускание грузов, имеющих большую массу, происходит с меньшей скоростью, что способствует снижению динамических нагрузок на груз и базовую машину при торможении и остановке груза.

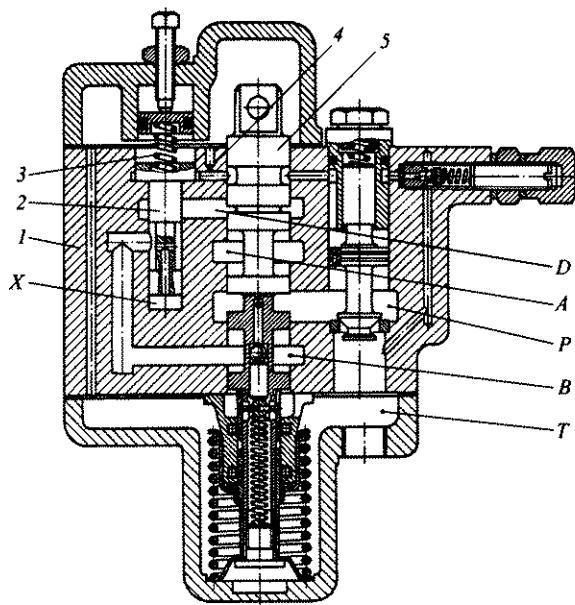


Рис. 3.5.2. Конструктивная схема направляющего гидрораспределителя со встроенными предохранительным клапаном непрямого действия и тормозным клапаном (а. с. SU № 556246):

1 – корпус; *2, 5* – золотники; *3* – пружина; *4* – дроссельное отверстие; *A, B* – полости гидрораспределителя для подсоединения соответственно штоковой и поршневой полостей гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком; *P, T* – соответственно напорная (для соединения с источником рабочей жидкости под давлением) и сливная полости гидрораспределителя; *D* – промежуточная полость; *X* – полость управления

С точки зрения уменьшения гидравлических потерь энергии в процессе работы гидропривода предпочтительнее те технические решения, в соответствии с которыми при подаче рабочей жидкости от источника питания в нагруженную полость гидродвигателя (т.е. при движении выходного звена гидродвигателя в обратном направлении) движение жидкости по участку, на котором установлен регулирующий гидроаппарат, отсутствует (см. рис. 3.5.1, в, 3.5.2). При этом, естественно, отпадает необходимость во включении параллельно регулирующему гидроаппарату обратного клапана.

Проблема предотвращения нарушения сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя при эксплуатации гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене может быть успешно решена

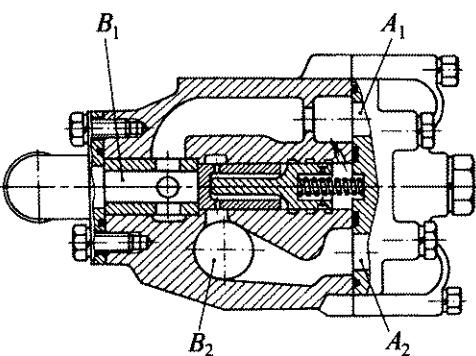


Рис. 3.5.3. Перепускное устройство:
A₁, A₂ – отверстия для соединения перепускного устройства с гидрораспределителем;
B₁, B₂ – отверстия для соединения перепускного устройства соответственно с нагруженной и противоположной полостями гидродвигателя двухстороннего действия

без применения каких-либо дополнительных устройств при использовании в приводе, работающем при переменном давлении источника питания, распределителя с гидравлическим управлением от основного потока. При соответствующем выборе параметров возвратной пружины основного золотника такого гидрораспределителя последний может также выполнять функцию тормозного клапана (см. п. 5.3).

Если в процессе эксплуатации гидропривода существует опасность нарушения сплошности рабочей жидкости в полости гидродвигателя и присоединенных к ней гидролиниях, то с данной полостью через обратный клапан соединяют сливную гидролинию привода (см. рис. 3.5.1, в). Обратный клапан при уменьшении давления в

рабочей полости гидродвигателя ниже значения давления в сливной гидролинии пропускает жидкость из последней в полость гидродвигателя и выполняет таким образом функцию подпиточного клапана.

Если при работе гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене ограничение скорости движения выходного звена гидродвигателя связано лишь с условием исключения нарушения сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя (а с позиций технологического процесса допустимо движение выходного звена гидродвигателя с повышенными скоростями), то с напорной полостью гидродвигателя с помощью перепускного устройства специальной конструкции (рис. 3.5.3) соединяют непосредственно нагруженную полость гидродвигателя (рис. 3.5.4). При движении выходного звена гидродвигателя с повышенной скоростью происходит увеличение потерь давления на дроссельном отверстии перепускного устройства. При этом нормально закрытое проходное сечение перепускного устройства открывается, в результате чего часть жидкости, вытесняемой из нагруженной полости гидродвигателя, поступает не в сливную гидролинию привода, а в напорную полость гидродвигателя в дополнение к жидкости, поступающей в нее от источника питания.

Если гидродвигателем является гидроцилиндр с односторонним штоком, то в случае, когда при выдвижении штока внешняя нагрузка является попутной, можно всю жидкость, вытесняемую при этом из штоковой полости гидроцилиндра, направлять в поршневую полость гидроцилиндра путем включения его по дифференциальной схеме. При дифференциальном включении гидроцилиндра обе его полости соединяют между собой и с источником питания.

Следует отметить, что само по себе применение дифференциальной схемы включения гидроцилиндра с односторонним штоком (без дополнительного дросселирования рабочей жидкости) в общем случае не исключает возможность нарушения сплошности жидкости в поршневой полости гидроцилиндра при выдвижении его штока, если на последний действует попутная нагрузка (см. п. 4.17).

Включение гидроцилиндра по дифференциальной схеме может производиться:

а) с помощью гидрораспределителя соответствующего исполнения по гидросхеме (см. рис. 3.5.2);

б) посредством специального блока клапанов (рис. 3.5.5), вводимого в гидропривод в дополнение к гидрораспределителю, не обеспечивающему дифференциальное включение гидроцилиндра, и устанавливаемого между гидрораспределителем и гидроцилиндром (рис. 3.5.6);

в) через каналы, выполненные в поршне или штоке гидроцилиндра, имеющего особую конструкцию (рис. 3.5.7).

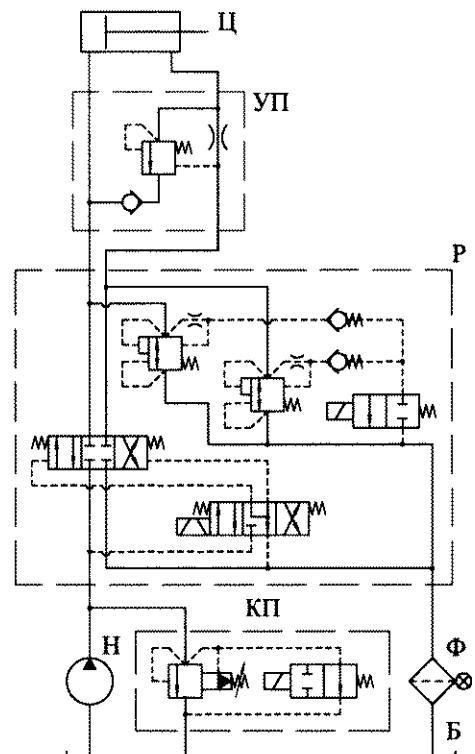


Рис. 3.5.4. Принципиальная схема использования в гидроприводе перепускного устройства специальной конструкции (см. рис. 3.5.3)

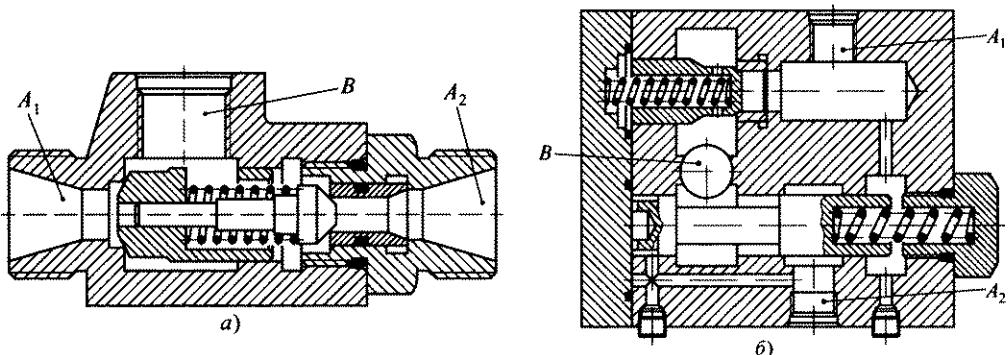


Рис. 3.5.5. Блоки клапанов с запорно-регулирующими элементами клапанного (а) и золотникового и клапанного (б) типов, предназначенные для включения гидроцилиндра с односторонним штоком по дифференциальной схеме:

A₁ – отверстие для соединения блока клапанов с гидрораспределителем; *A₂* – отверстие для соединения блока клапанов с гидрораспределителем и поршневой полостью гидроцилиндра; *B* – отверстие для соединения блока клапанов со штоковой полостью гидроцилиндра

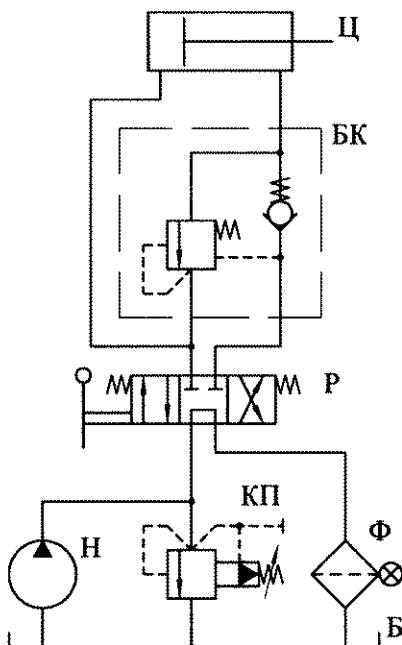


Рис. 3.5.6. Принципиальная схема использования в гидроприводе блока клапанов специальной конструкции для включения гидроцилиндра с односторонним штоком по дифференциальной схеме

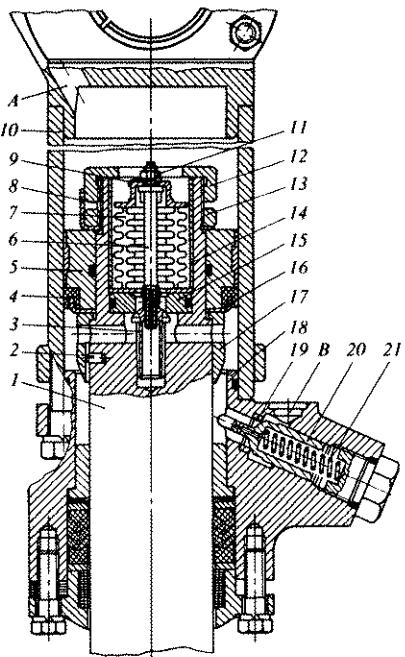


Рис. 3.5.7. Гидроцилиндр специальной конструкции (а.с. СУ № 846803):

1 – шток; *2* – штифт; *3, 20* – запорно-регулирующие элементы; *4* – манжета; *5* – поршень; *6* – тяга; *7* – сильфонный резервуар; *8, 9* – стопорные шайбы; *10* – корпус; *11, 13* – гайки; *12* – накидная гайка; *14, 17* – втулки; *15, 19* – седла; *16* – манжетодержатель; *18* – проходная крышка; *21* – пружина; *A, B* – присоединительные отверстия

Остановимся более подробно на устройстве и работе гидрораспределителя, конструктивная схема которого показана на рис. 3.5.2.

Данный гидрораспределитель имеет напорную P и сливную T полости, полости A и B для подсоединения соответственно штоковой и поршневой полостей гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком, а также промежуточную полость D , которая каналами корпуса I соединена с полостью B .

Гидрораспределитель снабжен тормозным клапаном, предназначенным для предотвращения нарушения сплошности рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра при выдвижении штока последнего в случае действия попутной нагрузки. Тормозной клапан выполнен в виде подпружиненного золотника 2 ступенчатой формы (с поршнем), установленного в расточке корпуса I , пересекающей канал, соединяющий полости D и B , и в исходном положении перекрывающего своим пояском данный канал. Торцовую полость управления X золотника 2 , расположенная противоположно по отношению к полости, в которой установлена пружина 3 (и которая сообщается со сливной полостью T), соединена с полостью B .

При перемещении золотника 5 гидрораспределителя в первое верхнее (по рисунку) положение полость B соединяется с напорной полостью P , а полость A через промежуточную полость D , каналы корпуса I и рабочее окно, открытое золотником 2 тормозного клапана, – с полостью B , т.е. происходит включение гидроцилиндра, присоединенного к рассматриваемому гидрораспределителю, по дифференциальной схеме.

Степень открытия золотником 2 рабочего окна для движения жидкости из полости D в полость B , а следовательно, и пропускная способность этого окна, зависят от давления жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, поскольку с ней через полость B соединена полость управления X золотника 2 . Благодаря этому в поршневой полости гидроцилиндра при выдвижении его штока и наличии попутной нагрузки автоматически поддерживается некоторое манометрическое давление и тем самым исключается нарушение сплошности рабочей жидкости.

При перемещении золотника 5 гидрораспределителя в нижнее (по рисунку) положение полость B соединяется со сливной полостью T , полость A – с напорной полостью P , а промежуточная полость D оказывается запертой. В данном случае происходит втягивание штока гидроцилиндра. Тормозной клапан при этом не участвует в работе гидрораспределителя (при любом положении его золотника 2).

Когда золотник 5 находится во втором верхнем (по рисунку) положении, полость B соединена со сливной полостью T , полость A – с промежуточной полостью D . При этом также реализуется связь напорной полости P со сливной T через вторую сверху (по рисунку) кольцевую проточку золотника 5 и дроссельное отверстие 4 . Вследствие движения рабочей жидкости через дроссельное отверстие 4 и создания на нем и, соответственно, на поршне золотника 2 перепада давления проходное сечение рабочего окна, образованного рабочей кромкой золотника 2 и корпусом I , оказывается полностью открытым.

В результате поршневая и штоковая полости гидроцилиндра оказываются соединены между собой и со сливом, что обеспечивает так называемый "плавающий" режим работы гидроцилиндра, при котором перемещение его поршня осуществляется не под действием сил давления рабочей жидкости, а под действием внешних сил, приложенных к штоку.

При неизменных значениях расхода рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр от источника питания, и максимального рабочего давления в гидроприводе применение дифференциальной схемы включения гидроцилиндра с односторонним штоком вместо простой позволяет повысить скорость выдвижения штока, но сопровождается

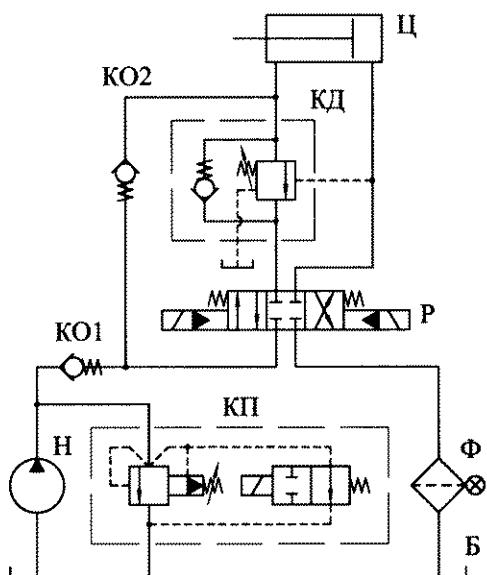


Рис. 3.5.8. Принципиальная схема гидропривода с автоматическим изменением схемы включения гидроцилиндра при выдвижении его штока с дифференциальной на простую и обратно

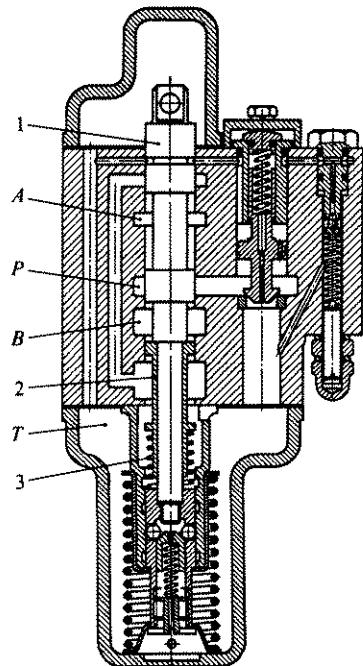


Рис. 3.5.9. Гидораспределитель, обеспечивающий автоматическое изменение схемы включения гидроцилиндра с односторонним штоком в процессе выдвижения штока (а.с. SU № 883578):

1 – основной золотник; 2 – вспомогательный золотник; 3 – пружина; А, В – полости для подсоединения соответственно штоковой и поршневой полостей гидроцилиндра; Р, Т – соответственно напорная и сливная полости

снижением максимальной силы, которая может быть создана на штоке для преодоления встречной нагрузки. Поэтому при работе гидропривода со знакопеременной нагрузкой на штоке гидроцилиндра целесообразно применение гидроаппаратов, обеспечивающих в процессе выдвижения штока (в зависимости от значения давления рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра) автоматическое изменение схемы включения гидроцилиндра с дифференциальной на простую и обратно (рис. 3.5.8).

В качестве примера на рис. 3.5.9 приведена конструктивная схема гидораспределителя, содержащего вспомогательный подпружиненный золотник подобного назначения.

В гидроприводах кузнечно-прессовых машин для качественного (без нарушения сплошности жидкости) заполнения рабочей полости гидроцилиндра при высокой скорости движения его выходного звена во время холостого хода, когда действующая на выходное звено гидроцилиндра нагрузка (обусловленная, главным образом, весом рабочего оборудования) является попутной, используют специальные наполнительные баки и наполнительные клапаны.

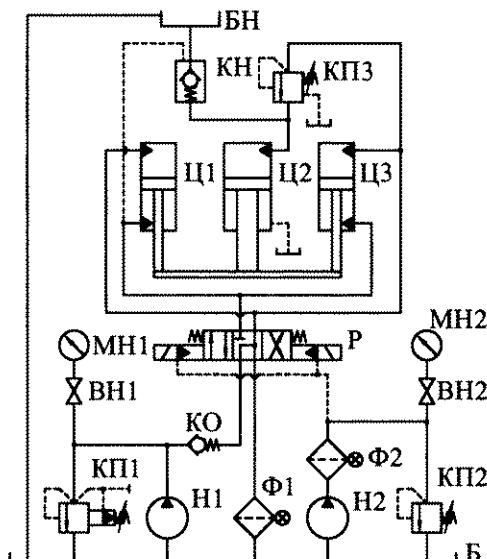


Рис. 3.5.10. Принципиальная схема гидропривода с наполнительным баком и наполнительным клапаном

В гидроприводе, принципиальная схема которого показана на рис. 3.5.10, во время холостого хода заполнение рабочей полости центрального гидроцилиндра Ц2 происходит самотеком из наполнительного бака БН через наполнительный клапан КН, который при этом работает как обычный обратный клапан.

Проходное сечение клапана последовательности КП3 в данном случае является закрытым в силу незначительного давления на его входе, и рабочая жидкость, подаваемая насосом H1, поступает лишь в поршневые полости боковых гидроцилиндров Ц1 и Ц2, что предопределяет выполнение холостого хода с высокой скоростью.

По окончании холостого хода, когда из-за увеличения сил сопротивления движению поршней боковых гидроцилиндров давление на входе клапана последовательности КП3 возрастает сверх давления открытия его проходного сечения, происходит открытие проходного сечения клапана КП3 и поступление через него рабочей жидкости под давлением в рабочую полость центрального гидроцилиндра Ц2. Повышение давления в рабочей полости гидроцилиндра Ц2 приводит к закрытию проходного сечения наполнительного клапана КН. Далее во время рабочего хода преодоление сил сопротивления происходит с использованием всех трех гидроцилиндров Ц1, Ц2, Ц3.

В рассматриваемом гидроприводе наполнительный клапан КН выполняет дополнительно и функцию сливного (поэтому такой клапан часто называют наполнительно-сливным). При перемещении золотника гидрораспределителя Р в положение, соответствующее выполнению обратного хода, происходит принудительное открытие проходного сечения клапана КН, и жидкость из рабочей полости гидроцилиндра Ц2 через указанный клапан вытесняется в наполнительный бак БН.

Объем жидкости, вытесняемой в наполнительный бак БН во время обратного хода, больше объема жидкости, вытекающей из него в рабочую полость гидроцилиндра Ц2 во время холостого хода, на величину объема жидкости, поступающей в рабочую полость гидроцилиндра Ц2 от насоса H1 во время рабочего хода. Излишек жидкости из наполнительного бака БН перетекает в основной гидробак Б по специальному трубопроводу, исключающему переполнение бака БН.

3.6. СПОСОБЫ ФИКСАЦИИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ В ОПРЕДЕЛЕННОМ ПОЛОЖЕНИИ

В процессе эксплуатации целого ряда гидрофицированных машин (в частности грузоподъемных) периодически возникает необходимость в фиксации рабочего оборудования, управляемого посредством гидравлического привода, относительно определенной части базовой машины (иногда на весьма значительный промежуток времени). Одним из путей фиксации рабочего оборудования является применение в конструкции его управляющего гидропривода средств, предназначенных для исключения самопроизвольного перемещения друг относительно друга элементов гидродвигателя, с выходным звеном которого непосредственно или через механическую передачу соединено рассматриваемое рабочее оборудование.

При использовании в гидроприводе рабочего оборудования машины гидрораспределителя с запорно-регулирующим элементом золотникового типа задача фиксации рабочего оборудования в большинстве случаев не может быть удовлетворительно решена путем запирания полостей гидродвигателя с помощью золотника гидрораспределителя (из-за утечек рабочей жидкости через зазоры золотниковой пары последнего).

Наибольшая жесткость фиксации выходного звена гидродвигателя обеспечивается при использовании различного рода механических фиксирующих устройств. На рис. 3.6.1 в качестве примера показана конструкция гидроцилиндра с механическим замком шарикового типа [1]. Механические замки обеспечивают фиксацию поршня гидроцилиндра относительно его корпуса в одном или в обоих крайних рабочих положениях поршня.

На рис. 3.6.2 приведена конструктивная схема механического шарикового фиксатора, разработанного для фиксации поршня гидроцилиндра в любом возможном его положении относительно корпуса последнего.

На практике в тех случаях, когда в процессе эксплуатации гидропривода выходное звено гидродвигателя необходимо фиксировать в любом положении, используют гидравлические замки [5, 6, 15].

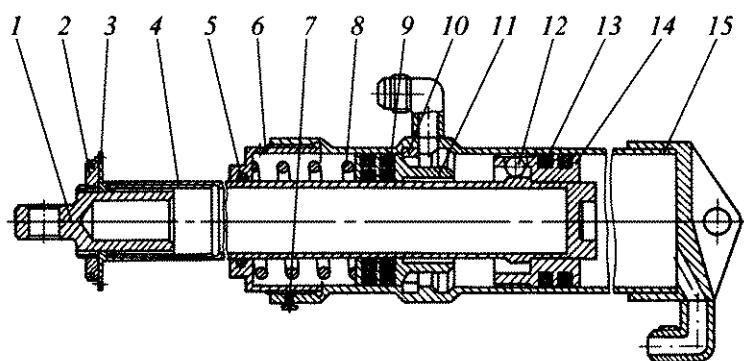


Рис. 3.6.1. Гидроцилиндр со встроенным механическим замком шарикового типа, фиксирующим поршень гидроцилиндра относительно его корпуса при выдвинутом штоке:

1 – проушина; 2 – гайка; 3 – вкладыш; 4 – шток; 5 – грязезъемное войлочное кольцо;
6 – проходная крышка; 7 – стопорный винт; 8 – пружина; 9, 13 – уплотнительные
резиновые кольца; 10 – разрезное кольцо; 11 – вспомогательный поршень; 12 – шарик;
14 – поршень; 15 – корпус

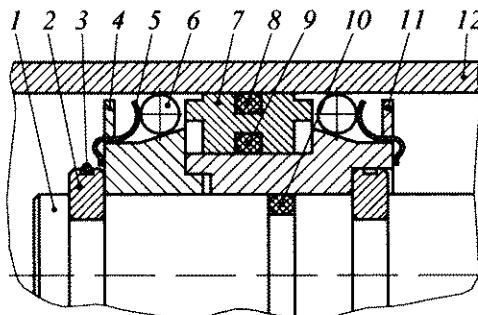


Рис. 3.6.2. Конструктивная схема механического шарикового фиксатора, предназначенного для фиксации поршня гидроцилиндра в любом положении относительно корпуса:

1 – шток; 2 – полукольцо; 3 – разрезное кольцо; 4, 11 – полупоршни; 5 – пружина; 6 – шарик; 7 – плавающий поршень; 8, 9, 10 – уплотнительные резиновые кольца; 12 – корпус

Гидравлическим замком называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении и запирания в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – для пропускания в обоих направлениях.

Гидрозамки по числу запорно-регулирующих элементов подразделяют на *односторонние* (рис. 3.6.3, 3.6.4) и *двухсторонние* (рис. 3.6.5), по исполнению запорно-регулирующих элементов – на *шариковые* (см. рис. 3.6.3) и *конусные* (см. рис. 3.6.4, 3.6.5), по степени воздействия обратного потока рабочей жидкости на элемент управления (управляющий поршень) – на *неразгруженные* (см. рис. 3.6.3) и *разгруженные* (см. рис. 3.6.4, 3.6.5).

Односторонний гидрозамок (гидрозамок с одним запорно-регулирующим элементом) позволяет управлять потоком жидкости (осуществлять пропускание или остановку жидкости) только в одной гидролинии, двухсторонний гидрозамок (гидрозамок с двумя запорно-регулирующими элементами) – в двух гидролиниях.

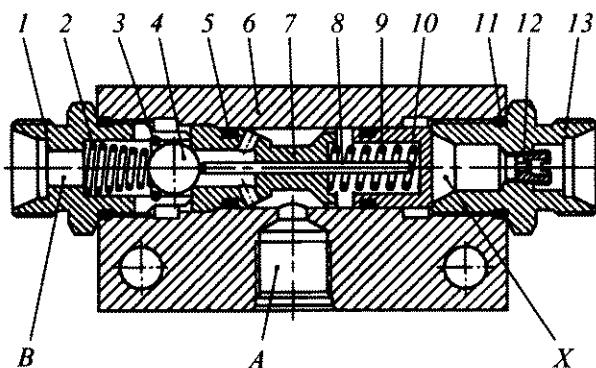


Рис. 3.6.3. Односторонний гидрозамок неразгруженного типа:

1, 13 – штуцеры; 2, 9 – пружины; 3 – разрезное кольцо; 4 – шарик; 5, 11 – уплотнительные резиновые кольца; 6 – корпус; 7 – седло; 8 – толкатель; 10 – управляющий поршень; 12 – демпфер; А, В – отверстия для соединения гидрозамка соответственно с гидрораспределителем и рабочей полостью гидродвигателя; Х – полость управления

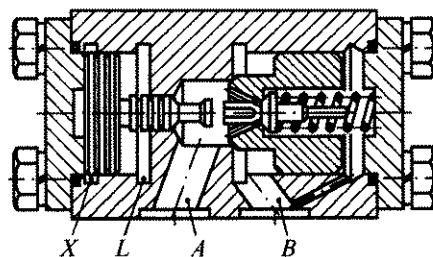


Рис. 3.6.4. Односторонний гидрозамок разгруженного типа:

A, B – отверстия для соединения гидрозамка соответственно с гидрораспределителем и рабочей полостью гидродвигателя; X – полость управления; L – дренажная полость

В гидрозамках разгруженного типа (см. рис. 3.6.4, 3.6.5) управляющий поршень со стороны, противоположной полости управления X , в односторонних гидрозамках и полости, соединенной с присоединительным отверстием A_1 или A_2 , в двухсторонних замках, практически по всей своей поверхности за исключением поверхности толкателя, имеющего незначительную площадь поперечного сечения, взаимодействует с рабочей жидкостью, находящейся в специальной промежуточной полости L , соединенной дренажной гидролинией с гидробаком.

Благодаря этому при движении жидкости через гидрозамок в обратном направлении (т.е. при движении жидкости со стороны отверстия B , B_2 или B_1 через принудительно открытое управляющим поршнем рабочее окно между запорно-регулирующим элементом и корпусными деталями гидрозамка) давление в канале A (A_2 или A_1) гидрозамка, являющемся в данном случае выходным, не оказывает заметного влияния на работу гидроаппарата.

В гидрозамках неразгруженного типа (см. рис. 3.6.3) промежуточная дренажная полость отсутствует, поэтому такие гидрозамки при прочих равных условиях в большинстве случаев имеют более простую конструкцию по сравнению с гидрозамками разгруженного типа и при их использовании не требуется дренажной гидролинии. Однако

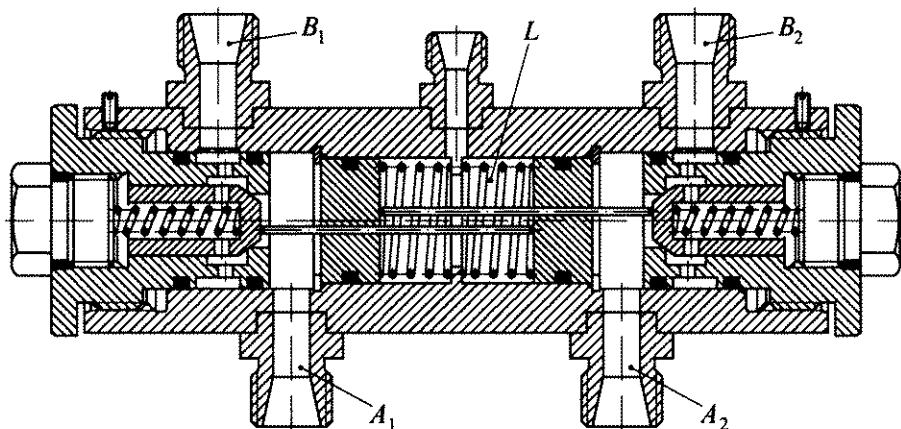


Рис. 3.6.5. Двухсторонний гидрозамок разгруженного типа (патент RU № 2011894):

A_1, A_2 – отверстия для соединения гидрозамка с гидрораспределителем; B_1, B_2 – отверстия для соединения гидрозамка с рабочими полостями гидродвигателя; L – дренажная полость

гидрозамки неразгруженного типа не обладают вышеуказанным достоинством гидрозамков разгруженного типа, что накладывает на их применение определенное ограничение, рассмотренное ниже.

Для снижения давления управления, необходимого для принудительного открытия проходного сечения гидрозамка с помощью управляющего поршня, гидрозамки оснащают разгрузочным запорно-регулирующим элементом (декомпрессором) (см. рис. 3.6.4).

Очевидно, что применение гидрозамков для запирания рабочей жидкости в полостях гидродвигателей (для стопорения их выходного звена в требуемом положении) не исключает перемещений выходного звена гидродвигателя под действием внешней нагрузки, связанных: с перетечками рабочей жидкости между рабочими полостями гидродвигателя, с утечками рабочей жидкости из гидродвигателя, а также со сжимаемостью рабочей жидкости и податливостью стенок каналов и полостей, в которых жидкость заперта посредством гидрозамка. С учетом последнего обстоятельства гидрозамки по возможности стараются располагать как можно ближе к гидродвигателям.

Наиболее предпочтительным является вариант, когда гидрозамок имеет стыковое исполнение по способу присоединения и крепится непосредственно на гидродвигателе или выполняется встроенным в гидродвигатель.

В гидроприводах, где требуется фиксация выходного звена гидродвигателя, которое находится под воздействием постоянной по направлению внешней нагрузки, обычно применяют гидрозамки одностороннего действия. При этом гидрозамок устанавливают так, чтобы он при отсутствии управляющего сигнала запирал нагруженную внешним воздействием рабочую полость гидродвигателя.

Полость управления одностороннего гидрозамка в случае использования гидродвигателя двухстороннего действия, как правило, соединяют со второй рабочей полостью гидродвигателя. На участке между нагруженной рабочей полостью гидродвигателя и гидробаком должен быть установлен регулирующий гидроаппарат.

В противном случае при перемещении золотника гидрораспределителя в позицию, соответствующую движению выходного звена гидродвигателя в направлении действия внешней нагрузки, после открытия проходного сечения гидрозамка скорость движения выходного звена гидродвигателя под действием внешней попутной нагрузки может превысить скорость, обусловленную подачей насоса гидропривода. Тогда давление в напорной полости гидродвигателя и в соединенной с ней полости управления гидрозамка уменьшается, запорно-регулирующий элемент гидрозамка под действием пружины закрывает проходное сечение и движение выходного звена гидродвигателя прекращается. Затем давление в напорной гидролинии и в полости управления гидрозамка снова возрастает, гидрозамок открывается и вышеописанный цикл повторяется.

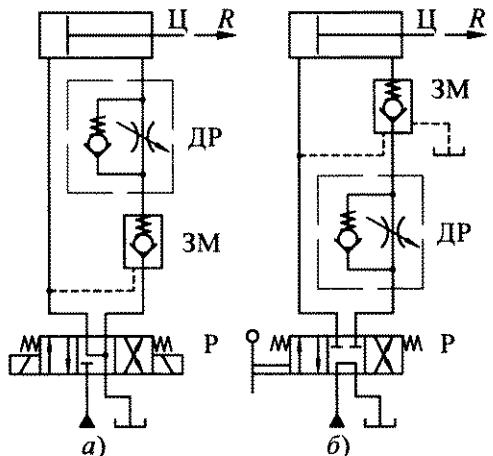


Рис. 3.6.6. Принципиальные схемы применения в гидроприводе гидрозамков неразгруженного (а) и разгруженного (б) типов:

R – внешняя сила, действующая на шток гидроцилиндра, являющийся выходным звеном гидропривода

Таким образом, происходят прерывистое движение выходного звена гидродвигателя и соединенного с ним рабочего оборудования (их дергание) и колебания (скакки) давления в напорной и сливной гидролиниях привода.

Для исключения рассмотренного явления при использовании в гидроприводе гидрозамка неразгруженного типа регулирующий гидроаппарат необходимо устанавливать на участке между нагруженной полостью гидродвигателя и гидрозамком (рис. 3.6.6, а). Дело в том, что при установке регулирующего гидроаппарата между гидрозамком неразгруженного типа и гидробаком вышеуказанные негативные процессы не устраняются.

Это связано с тем, что при движении выходного звена гидродвигателя в направлении действия внешней нагрузки жидкость под давлением подпора, создающимся вследствие течения жидкости через регулирующий гидроаппарат, воздействует на управляемый поршень гидрозамка со стороны полости, противоположной полости управления, и возвращает его в исходное положение.

После закрытия проходного сечения гидрозамка движение выходного звена гидродвигателя и движение жидкости через регулирующий гидроаппарат прекращаются, давление в полости гидрозамка, соединенной с регулирующим гидроаппаратом, уменьшается, а давление в полости управления гидрозамка наоборот повышается, проходное сечение гидрозамка снова открывается и т.д.

Если дросселирование жидкости на участке между гидродвигателем и гидрозамком производить нежелательно или, более того, оно должно осуществляться с помощью гидроаппарата, установленного между гидрозамком и гидробаком (например, посредством дросселирующего гидрораспределителя), то в гидроприводе используют гидрозамок разгруженного типа (рис. 3.6.6, б).

3.7. СИНХРОНИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ЗВЕНЬЕВ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

При одновременной работе нескольких гидродвигателей часто необходима синхронизация движения их выходных звеньев. В идеале синхронизация предполагает обеспечение строго согласованных во времени перемещений движущихся объектов. Применительно к гидроприводу это условие может быть представлено следующим образом:

$$k_1 z_1 = k_2 z_2 = \dots = k_n z_n \quad \text{при} \quad t = \text{idem}, \quad (3.7.1)$$

где z_i – текущее значение перемещения (линейного – для гидроцилиндра; углового – для гидромотора и поворотного гидродвигателя) выходного звена i -го из синхронизируемых гидродвигателей ($i = 1, 2, \dots, n$); n – число гидродвигателей, синхронизацию движения выходных звеньев которых необходимо обеспечить (здесь и далее называемых для краткости синхронизируемыми гидродвигателями); k_i – коэффициент пропорциональности для перемещения выходного звена i -го из синхронизируемых гидродвигателей; t – время.

В большинстве встречающихся на практике случаев $k_1 = k_2 = \dots = k_n = 1$. Однако в общем случае значение коэффициента k_i может быть не только отличным от единицы, но и переменным, изменяющимся по определенному закону в функции перемещения выходного звена гидродвигателя.

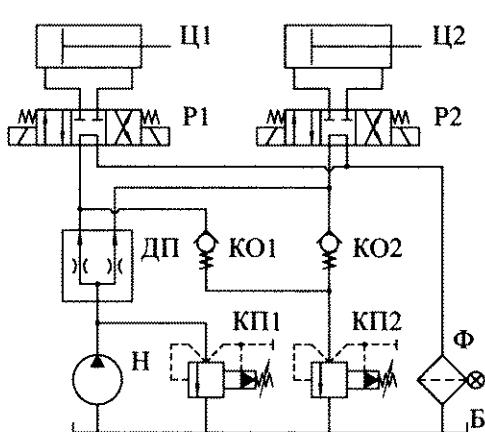


Рис. 3.7.1. Принципиальная схема гидропривода с дросселирующим делителем потока

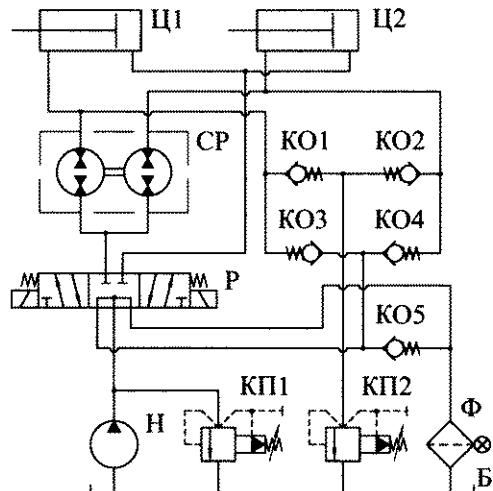


Рис. 3.7.2. Принципиальная схема гидропривода с объемным синхронизатором расходов

Системы синхронизации движения материальных объектов, в основе работы которых лежит обеспечение равенства типа (3.7.1), называют синхронными по перемещению, или синфазными. Очевидно, что применительно к гидроприводу при выполнении данного равенства автоматически для произвольного момента времени обеспечивается согласование скоростей и ускорений движения выходных звеньев синхронизуемых гидродвигателей, а также и всех других производных более высокого порядка от указанных перемещений по времени.

Наряду с синфазными существуют также синхронные по скорости системы синхронизации, называемые просто синхронными. Последние характеризуются тем, что в основе их работы лежит обеспечение согласования скоростей движения синхронизуемых объектов (при этом текущие координаты объектов во внимание не принимаются). Очевидно, что любая синфазная система одновременно является и синхронной.

В условиях эксплуатации гидропривода осуществление согласования как перемещений выходных звеньев гидродвигателей [т.е. реализация равенства (3.7.1)], так и скоростей их движения, в случаях использования соответственно синфазных и синхронных систем синхронизации обеспечивается лишь с той или иной степенью точности (из-за утечек рабочей жидкости, сжимаемости рабочей жидкости и податливости стенок каналов, по которым происходит ее движение, различия размеров деталей гидравлических устройств в пределах технологических допусков, изменения характеристик гидроаппаратов во времени, ограниченности быстродействия регулирующих гидравлических устройств). Следовательно, при работе синхронных систем может накапливаться ошибка в относительном положении выходных звеньев гидродвигателей, что в подавляющем большинстве случаев является нежелательным.

Для периодического устранения данной ошибки и восстановления исходного соотношения координат выходных звеньев гидродвигателей в состав синхронных систем приходится вводить дополнительные устройства и связи. Синфазные системы свободны от указанного недостатка синхронных систем, однако характеризуются преимуществен-

но более высокими сложностью и стоимостью. Поэтому в тех случаях, когда не требуется высокой точности синхронизации координат выходных звеньев гидродвигателей, используют синхронные системы.

Существует большое количество разнообразных по принципу действия и конструктивному исполнению синхронных и синфазных систем синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей (Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Синхронизация исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов. М.: 1973).

В качестве примера на рис. 3.7.1 и 3.7.2 приведены принципиальные схемы гидроприводов, в которых для синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей Ц1 и Ц2 используется принцип синхронных систем. Требуемое соотношение скоростей движения выходных звеньев гидродвигателей Ц1 и Ц2 обеспечивается поддержанием необходимого соотношения расходов рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателям от источника питания, посредством синхронизатора расходов того или иного вида: дросселирующего делителя потока ДП (см. рис. 3.7.1), объемного синхронизатора расходов СР (см. рис. 3.7.2). В зависимости от соотношения давлений в каналах объемного синхронизатора расходов, соединенных с полостями гидродвигателей (которое, главным образом, определяется значениями нагрузок на выходных звеньях синхронизируемых гидродвигателей), каждый из рабочих блоков такого синхронизатора может работать в режиме насоса или гидродвигателя.

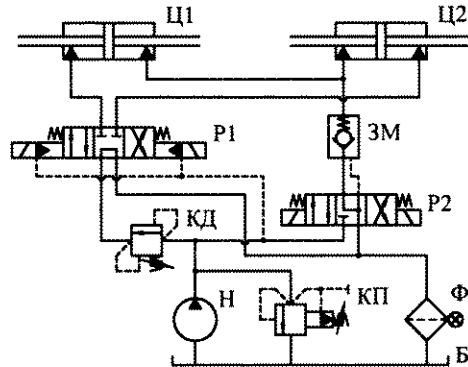


Рис. 3.7.3. Принципиальная схема гидропривода синхронизацией скоростей движения штоков двух гидроцилиндров путем их последовательного соединения

звеньев гидродвигателей при движении их в соответствующем направлении к указанным каналам синхронизатора через обратные клапаны КО3 и КО4 подсоединенена сливающая линия гидропривода.

В гидроприводе, принципиальная схема которого представлена на рис. 3.7.3, синхронизация скоростей движения штоков двух идентичных гидроцилиндров Ц1 и Ц2 обеспечивается за счет их последовательного соединения. Для устранения рассогласования перемещений штоков в конце каждого их хода в данном случае используются односторонний гидрозамок ЗМ и дополнительный направляющий гидрораспределитель Р2 с электромагнитным управлением.

В зависимости от направления движения штоков гидроцилиндров Ц1 и Ц2 и того, который из штоков первым доходит до соответствующего конечного выключателя

Для автоматического устраниния рассогласования перемещений выходных звеньев гидродвигателей Ц1 и Ц2 в конце каждого их хода в одном (см. рис. 3.7.2) или в обоих возможных направлениях движения (см. рис. 3.7.1) служит предохранительный клапан КП2, настроенный на давление, превышающее максимальное рабочее давление, но меньшее давления настройки предохранительного клапана КП1, ограничивающего максимальное давление в напорной линии гидропривода.

Для исключения нарушения сплошности рабочей жидкости в исполнительных каналах объемного синхронизатора расходов СР (см. рис. 3.7.2) и соединенных с ними полостях гидроцилиндров Ц1 и Ц2 при работе синхронизатора в режиме сумматора потока и наличии рассогласования в конце хода выходных

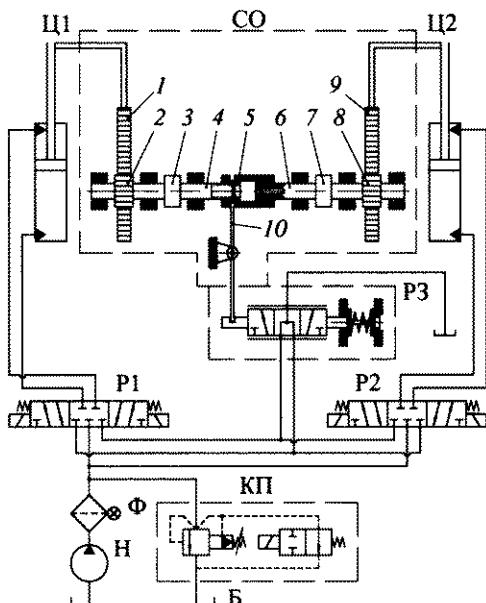


Рис. 3.7.4. Принципиальная схема гидропривода с синфазной системой синхронизации движения штоков двух гидроцилиндров (патент RU № 2105907):

СО – механическая обратная связь по рассогласованию перемещений штоков гидроцилиндров Ц1 и Ц2; 1, 9 – зубчатые рейки; 2, 8 – вал-шестерни; 3, 7 – соединительные муфты; 4 – резьбовой хвостовик; 5 – резьбошлицевая втулка; 6 – шлицевый хвостовик; 10 – рычаг

(на рис. 3.7.3 конечные выключатели не показаны), на катушку одного из электромагнитов управления дополнительного распределителя Р2 подается напряжение, в результате чего соединенные между собой полости гидроцилиндров через открывающиеся при этом рабочие окна распределителя Р2 и гидрозамка ЗМ подключаются к напорной или к сливной линии гидропривода. Таким образом, при остановившемся штоке одного из гидроцилиндров шток другого продолжает двигаться до полного устранения рассогласования [15].

На рис. 3.7.4 приведена принципиальная схема гидропривода с синфазной системой синхронизации движения штоков двух гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Основным компонентом системы синхронизации является трехлинейный трехпозиционный дросселирующий гидрораспределитель Р3, золотник которого связан со штоками гидроцилиндров Ц1 и Ц2 механической позиционной обратной связью СО по рассогласованию перемещений штоков.

В состав обратной связи СО входят две зубчатые рейки 1 и 9, каждая из которых жестко связана со штоком соответствующего из гидроцилиндров Ц1 и Ц2 и находится в зацеплении с соответствующей из валов-шестерен 2 и 8, снабженных резьбовым 4 и шлицевым 6 хвостовиками, соединенными между собой с помощью резьбошлицевой втулки 5. Втулка 5 связана с золотником дросселирующего гидрораспределителя Р3 с помощью рычага 10, концы которого выполнены сферическими и размещены (без зазоров в осевом направлении): один в пазу хвостовика золотника распределителя Р3, а другой – в кольцевой проточке втулки 5.

Обратная связь СО выполнена с возможностью размыкания ее посредством соединительных муфт 3 и 7 (например, с электромагнитным управлением), первая из которых установлена между валом-шестерней 2 и резьбовым хвостовиком 4, а вторая – между валом-шестерней 8 и шлицевым хвостовиком 6. При этом золотник дросселирующего

гидрораспределителя Р3 подпружинен относительно корпуса центрирующей пружиной, которая служит для установки золотника в нейтральную позицию из любого положения при разомкнутой обратной связи СО.

В процессе эксплуатации рассматриваемого гидропривода при разомкнутой обратной связи СО возможно раздельное управление гидроцилиндрами Ц1 и Ц2 и регулирование начального положения их штоков с помощью направляющих пятилинейных трехпозиционных гидрораспределителей соответственно Р1 и Р2. При замкнутой обратной связи СО и установке золотников гидрораспределителей Р1 и Р2 в одинаковые рабочие позиции обеспечивается синхронное перемещение штоков гидроцилиндров Ц1 и Ц2 в соответствующем направлении вне зависимости от направления внешней нагрузки, приложенной к штокам.

3.8. СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДОВ С ЗАМКНУТЫМ ПОТОКОМ

В гидроприводе с замкнутым потоком рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает на вход основного насоса.

Наибольшее распространение получили гидроприводы с замкнутым потоком, в которых основной насос является регулируемым, а гидродвигатель – нерегулируемым. По характеру движения выходного звена такие гидроприводы могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения.

Менее распространены гидроприводы с замкнутым потоком, в которых используется нерегулируемый основной насос и регулируемый гидромотор или обе гидромашины являются регулируемыми. В последнем случае при прочих равных условиях обеспечиваются наилучшие регулировочные характеристики гидропривода, однако сложность и повышенная стоимость гидропривода с двумя регулируемыми гидромашинами препятствуют его широкому применению [12].

На рис. 3.8.1 приведена одна из типовых гидравлических принципиальных схем гидропривода с замкнутым потоком. В данном приводе основной насос Н1 является регулируемым, а в качестве гидродвигателя используется нерегулируемый гидромотор М. Максимальное давление в силовых гидролиниях, соединяющих между собой рабочие каналы насоса Н1 и гидромотора М, ограничивается посредством двух предохранительных клапанов КП1 и КП2; входной канал клапана КП1 присоединен к одной из силовых линий, выходной канал – к другой, а КП2 – наоборот.

В настоящее время промышленность выпускает блоки предохранительных клапанов (как прямого, так и непрямого действия), представляющие собой комбинацию из двух имеющих общий корпус предохранительных клапанов, входной канал одного из которых соединен с выходным каналом другого, и наоборот [6].

Гидропривод оснащен системой подпитки, включающей в себя подпиточный гидробак Б, подпиточный нерегулируемый насос Н2, фильтр Ф, переливной клапан КП3 и обратные клапаны КО1 и КО2.

При работе рассматриваемого гидропривода жидкость, нагнетаемая подпиточным насосом Н2, частично или полностью (в зависимости от текущего значения давления в менее нагруженной из гидролиний между основным насосом Н1 и гидромотором М) через проходное сечение переливного клапана КП3 перетекает в гидробак Б, вследствие чего в напорной гидролинии насоса Н2 на входе обратных клапанов КО1 и КО2 поддерживается практически постоянное давление, называемое давлением подпитки и определяемое давлением настройки клапана КП3 и его расходно-перепадной характеристикой.

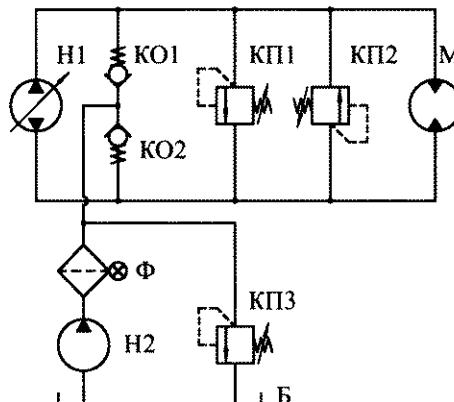


Рис. 3.8.1. Принципиальная схема объемного гидропривода с замкнутым потоком

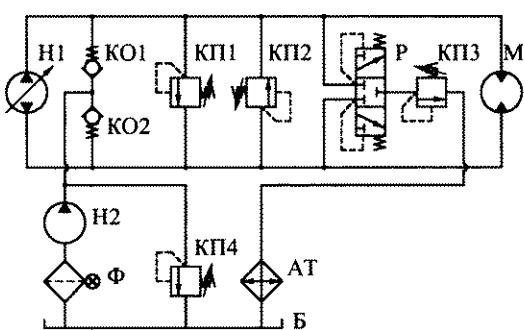


Рис. 3.8.2. Принципиальная схема объемного гидропривода с замкнутым потоком и охлаждением рабочей жидкости

При понижении давления в какой-либо из гидролиний между основным насосом H1 и гидромотором M до значения, меньшего давления подпитки, рабочая жидкость из напорной гидролинии подпиточного насоса H2 через открывающееся при этом проходное сечение соответствующего из обратных клапанов KО1 и KО2 поступает в данную гидролинию. Благодаря этому, в процессе работы гидропривода в гидролиниях между основным насосом H1 и гидромотором M постоянно имеет место избыточное давление, не меньшее давления подпитки с точностью до величины потерь давления в обратном клапане. Тем самым обеспечиваются качественное (без нарушения сплошности потока) заполнение рабочих камер насоса H1 и гидромотора M рабочей жидкостью и пониженное содержание нерастворенного газа в рабочей жидкости.

В гидроприводе, выполненном в соответствии со схемой, представленной на рис. 3.8.1, расход рабочей жидкости, поступающей из гидробака B через фильтр Ф в силовой гидравлический контур, образованный основным насосом H1, гидромотором M и соединяющими их гидролиниями, определяется расходом утечек из этого контура (в основном через дренажные гидролинии насоса и гидромотора) и расходом, обусловленным сжимаемостью рабочей жидкости и податливостью стенок каналов, в которых она заключена, и, как правило, относительно невелик.

Таким образом, замена нагревающейся в силовом контуре (вследствие потерь механической энергии) рабочей жидкости на подвергающуюся фильтрации и имеющую более низкую температуру рабочую жидкость из гидробака B происходит с невысокой интенсивностью, т.е. условия для обеспечения охлаждения рабочей жидкости гидропривода являются неблагоприятными.

Гидропривод, гидравлическая принципиальная схема которого приведена на рис. 3.8.2, свободен от указанного недостатка. При его работе охлажденная рабочая жидкость, подаваемая подпиточным насосом H2, через фильтр Ф и соответствующий обратный клапан KО1 или KО2 поступает в менее нагруженную из гидролиний, соединяющих между собой рабочие каналы основного насоса H1 и гидромотора M, вытесняя из нее нагретую жидкость. Последняя по пути в гидробак B последовательно проходит через автоматически открывающееся рабочее окно вспомогательного направляющего распределителя P с гидравлическим управлением, проходное сечение переливного кла-

пана КП3 и теплообменный аппарат (маслоохладитель) АТ. Клапаны КП1, КП2 и КП4 – предохранительные.

Очевидно, что в общем случае посредством системы подпитки гидропривода с замкнутым потоком решаются следующие задачи:

1) предотвращение уменьшения давления в менее нагруженной из гидролиний, соединяющих рабочие каналы основного насоса и гидромотора, ниже установленного значения;

2) очистка рабочей жидкости;

3) обеспечение требуемого температурного режима работы гидропривода.

Для успешного решения первой из указанных задач требуется:

1) компенсация утечек рабочей жидкости из силового гидравлического контура, образованного основным насосом, гидродвигателем и соединяющими их гидролиниями;

2) компенсация изменений объема, занимаемого рабочей жидкостью в более нагруженной гидролинии силового контура (с учетом присоединенных к ней рабочих камер насоса и гидродвигателя), связанных со сжимаемостью рабочей жидкости и податливостью стенок каналов, в которые она заключена;

3) компенсация изменений объема, занимаемого рабочей жидкостью в силовом контуре, связанных с тепловым расширением жидкости и стенок каналов, в которые она заключена.

Перечисленные задачи определяют выбор величина подачи подпиточного насоса.

В ряде случаев подпиточный насос может дополнительно использоваться для питания рабочей жидкостью под давлением гидравлических систем управления регулируемых гидромашин, входящих в состав гидропривода. При этом его подачу выбирают с учетом выполнения указанной дополнительной функции. Если для работы гидравлических систем управления требуется более высокое давление, чем давление подпитки, то между выходным каналом подпиточного насоса и входными каналами обратных клапанов, присоединенных своими выходами к гидролиниям между основным насосом и гидродвигателем, устанавливают редукционный клапан.

Гидроприводы с замкнутым потоком по сравнению с гидроприводами с разомкнутым потоком при прочих равных условиях обладают следующими достоинствами:

1) меньшие масса, габариты и потребное количество рабочей жидкости в связи с отсутствием гидробака, имеющего размеры, скоррелированные с подачей основного насоса;

2) возможность эксплуатации основного насоса при повышенной частоте вращения его вала (благодаря наличию на входе в основной насос достаточного избыточного давления, исключающего нарушение сплошности жидкости в рабочих камерах насоса) и получения в результате этого требуемой величины подачи при использовании насоса с меньшим значением рабочего объема;

3) расширение температурного диапазона работы в область низких температур (благодаря улучшению условий всасывания насосом рабочей жидкости);

4) отсутствие необходимости в гидрораспределителе для изменения направления движения выходного звена гидродвигателя при использовании в гидроприводе реверсивного насоса;

5) возможность устойчивой работы с попутной нагрузкой на выходном звене гидродвигателя и торможения выходного звена гидродвигателя без применения дросселирования рабочей жидкости (за счет приводящего двигателя основного насоса);

6) меньшая вероятность попадания в рабочую жидкость загрязнений из внешней среды.

Вместе с тем следует иметь в виду, что исполнение гидропривода по схеме с замкнутым потоком предполагает применение системы подпитки и теплообменного аппарата.

При использовании в качестве гидродвигателя дифференциального гидроцилиндра (например, гидроцилиндра с односторонним штоком) гидропривод, выполненный в соответствии со схемой, представленной на рис. 3.8.1, является неработоспособным, а в соответствии со схемой, представленной на рис. 3.8.2, – работоспособным, но неэкономичным и в большинстве случаев нерациональным.

В последнем случае при подаче жидкости в рабочую полость гидроцилиндра, со стороны которой эффективная площадь его поршня имеет меньшее значение, расход жидкости, вытесняемой из противоположной полости гидроцилиндра, оказывается больше подачи основного насоса (предполагается, что расход утечек и перетечек в гидроприводе существенно меньше произведения скорости движения поршня гидроцилиндра на разность большей и меньшей эффективных площадей поршня со стороны разных рабочих полостей гидроцилиндра), и излишек жидкости сливается в подпиточный гидробак через переливной клапан, что сопровождается дополнительными потерями механической энергии и требует применения подпиточного гидробака с повышенным объемом.

При подаче жидкости в рабочую полость гидроцилиндра, со стороны которой эффективная площадь его поршня больше, расход жидкости, вытесняемой из противоположной полости гидроцилиндра, наоборот, оказывается меньше подачи основного насоса, и для компенсации возникшего недостатка жидкости на входе в основной насос требуется подпиточный насос с повышенным значением подачи.

В силу вышеизложенного, гидроприводы с дифференциальными гидроцилиндрами по схеме с замкнутым потоком, как правило, не выполняются.

3.9. ПОСТРОЕНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГИДРОАППАРАТОВ СТЫКОВОГО И МОДУЛЬНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

По способу присоединения гидроустройства подразделяют на гидроустройства *трубного присоединения, стыковые, модульные и встраиваемые*. Последние по способу встройки делят на *вставные и ввертные*.

Гидроустройством трубного присоединения называют гидроустройство, которое соединяется с другими гидроустройствами при помощи трубопроводов – труб или рукавов.

Стыковое гидроустройство соединяется с другими гидроустройствами при помощи каналов, выведенных на наружную плоскость, по которой происходитстыковка с другими гидроустройствами.

Модульное гидроустройство соединяется с другими гидроустройствами при помощи каналов, выведенных на две параллельные наружные плоскости, по которым происходитстыковка с другими гидроустройствами.

Для встраиваемого гидроустройства характерно то, что его корпусные детали являются неотъемлемой частью других устройств.

Соединение гидроустройств в соответствии с принципиальной схемой гидропривода посредством трубопроводов обладает тем недостатком, что в большинстве случаев требует применения широкого ассортимента труб и соединительной арматуры (штуцеров, угольников, тройников, крестовин). Каждое трубное соединение оказывает протекающей через него рабочей жидкости местное гидравлическое сопротивление и, таким

образом, является дополнительной причиной уменьшения ее давления. При большом количестве соединений высока вероятность негерметичности некоторых из них и, соответственно, утечек рабочей жидкости во внешнюю среду.

Вибрации трубопроводов являются одной из причин шума, сопровождающего работу гидропривода. При значительном количестве трубопроводов в составе гидропривода доступ к отдельным гидроустройствам может быть затруднен в такой степени, что их регулировка или замена оказываются невозможными без демонтажа части трубопроводов, соединяющих другие гидроустройства. Это создает неудобства в процессе эксплуатации гидропривода.

В связи со сказанным, значительным шагом вперед в развитии гидропривода было создание и освоение производства гидроустройств (в основном, гидроаппаратов) стыкового исполнения по способу присоединения.

При применении вместо гидроаппаратов трубного присоединения стыковых существенно сокращается количество трубопроводов в гидроприводе и, соответственно, упрощаются его монтаж и обслуживанием (в частности, замена вышедших из строя гидроаппаратов на исправные), снижается шум при работе гидропривода, уменьшаются утечки рабочей жидкости и потери давления, значительно улучшается внешний вид гидропривода.

Вместе с тем, при использовании стыковых гидроаппаратов возникает потребность в специальных плитах для монтажа отдельных аппаратов и панелях для установки групп гидроаппаратов. Способ монтажа гидропривода с использованием панелей, в которых выполнены каналы, обеспечивающие соединения гидроаппаратов, необходимые в соответствии с принципиальной схемой гидропривода, является предпочтительным, так как позволяет наиболее полно реализовать преимущества гидроаппаратов стыкового исполнения.

К сожалению, панели не поддаются унификации (в силу многообразия схемных решений гидроприводов); они, как правило, имеют сложную конструкцию и высокую металлоемкость. Ошибки, допущенные при их разработке или изготовлении, трудно обнаружить и устраниТЬ.

При модернизации гидропривода использовавшиеся ранее панели в большинстве случаев оказываются непригодными и подлежат замене на новые по конструкции.

Новые возможности компоновки гидроприводов появились с созданием модульной гидроаппаратуры.

Гидроаппараты модульного исполнения с одинаковым условным проходом вне зависимости от их функционального назначения имеют стыковые плоскости с идентичными координатами присоединительных и крепежных отверстий. Поэтому из модульных гидроаппаратов можно собирать отдельные фрагменты гидропривода путем установки аппаратов один на другой (в соответствии с принципиальной схемой гидропривода), образуя пакет.

Для установки модульных и стыковых гидроаппаратов разработан комплект монтажных плит.

Монтажные плиты со стороны плоскости для установки гидроаппарата имеют систему поперечных отверстий с координатами, соответствующими международным присоединительным размерам стыковой плоскости устанавливаемого на плате аппарата. Со стороны, противоположной плоскости, в монтажной плате имеются резьбовые отверстия для присоединения трубопроводов (например, для подвода жидкости от источника питания гидропривода и для подключения гидродвигателя).

Для прохода рабочей жидкости к другим плитам в монтажной плате выполнены продольные каналы. В монтажных плитах с малыми условными проходами (6 и 10 мм)

продольные каналы расположены симметрично относительно продольной оси плиты (отверстия P подвода жидкости под давлением), что позволяет поворачивать плиту вместе с установленными на ней гидроаппаратами на 180° . Такая конструкция монтажной плиты в ряде случаев дает возможность соединять гидроаппараты в соответствии с принципиальной схемой гидропривода без применения дополнительных плит.

Для установки гидрораспределителей и модульных гидроаппаратов с условными проходами D_y , равными 6 и 10 мм, существуют многоместные монтажные плиты.

В комплект плит для осуществления сборки гидроприводов на базе модульных и стыковых гидроаппаратов, помимо монтажных, входит также ряд вспомогательных плит и устройств:

1) промежуточные плиты для перевода потока рабочей жидкости из одного продольного канала в другой;

2) переходные плиты для соединения монтажных плит с различными условными проходами;

3) уплотнительные плиты для уплотнения с помощью расположенных в их расточках резиновых уплотнительных колец стыковых поверхностей соседних плит других типов;

4) крепежные плиты для крепления собранной гидропанели к несущей конструкции;

5) плиты связи в модульных блоках для перевода потока рабочей жидкости из одного канала модульного гидроаппарата в другой;

6) плиты-заглушки для перекрытия (блокировки) выходных каналов в верхнем модульном гидроаппарате модульного блока при установке аппаратов на монтажные плиты без гидрораспределителей или для перекрытия выходных каналов неиспользуемых установочных мест многоместных монтажных плит;

7) заглушки для перекрытия продольных каналов в монтажных и в промежуточных плитах;

8) крепежные детали для соединения плит между собой.

При создании гидроприводов методом модульного монтажа существующий комплект плит может быть дополнен специальными плитами в соответствии с требованиями гидросхемы.

Модульные гидроаппараты, необходимые для управления одним гидродвигателем или одной группой гидродвигателей, собираются в виде пакета, который устанавливается на монтажную плиту и представляет собой функциональный модульный блок.

В направлении продольных каналов монтажная плита через уплотнительные плиты может быть соединена с крепежными, промежуточными или переходными плитами, а также с монтажными плитами других типов (в том числе для установки стыковых гидроаппаратов). При необходимости между плитами могут устанавливаться заглушки, перекрывающие отдельные продольные каналы, а в случае, если эти каналы как-то особо должны соединяться между собой, используются промежуточные плиты, имеющие поперечные отверстия между соответствующими продольными каналами (рис. 3.9.1).

Уплотнение стыковых плоскостей плит и аппаратов обеспечивается круглыми резиновыми кольцами, расположенными в уплотнительных плитах. Крепление пакетов модульных гидроаппаратов к монтажной плите и соединение плит между собой осуществляется с помощью специальных сквозных шпилек (стяжек), а крепление стыковых гидроаппаратов к соответствующим монтажным плитам – посредством обычных винтов. Существует также исполнение монтажных плит с проушинами, позволяющее соединять соседние плиты между собой с помощью болтов.

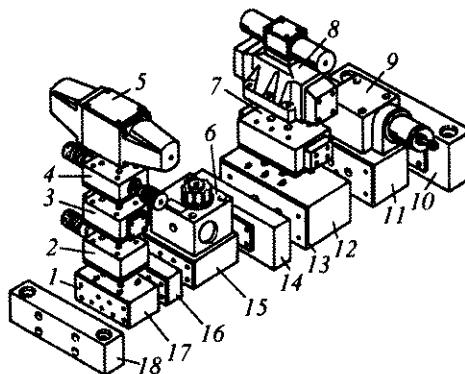


Рис. 3.9.1. Гидравлическая панель, собранная с использованием модульных и стыковых гидроаппаратов:

1 – уплотнительная плита с $D_y = 10$ мм; 2 – напорный клапан с $D_y = 10$ мм; 3 – гидрозамок с $D_y = 10$ мм; 4 – дроссель с обратным клапаном с $D_y = 10$ мм; 5 – гидрораспределитель с $D_y = 10$ мм; 6 – регулятор расхода с $D_y = 10$ мм; 7 – гидрозамок с $D_y = 20$ мм; 8 – гидрораспределитель с $D_y = 20$ мм; 9 – гидроклапан давления с $D_y = 20$ мм; 10 – крепежная плита с $D_y = 20$ мм; 11, 12 – монтажные плиты с $D_y = 20$ мм; 13 – уплотнительная плита с $D_y = 20$ мм; 14 – переходная плита с $D_y = 10/20$ мм; 15, 17 – монтажные плиты с $D_y = 10$ мм; 16 – промежуточная плита с $D_y = 10$ мм; 18 – крепежная плита с $D_y = 10$ мм

В результате соединения между собой установленных на монтажные плиты пакетов гидроаппаратов получается гидропанель.

Применение модульных гидроаппаратов способствует снижению затрат труда и времени на разработку и изготовление гидропривода, позволяет при прочих равных условиях предельно сократить количество трубопроводов и их соединений в конструкции привода, влечет за собой: повышение компактности и жесткости гидропривода, снижение шума при его работе, уменьшение потерь давления (благодаря сокращению пути движения рабочей жидкости и количества местных сопротивлений), улучшение внешнего вида гидропривода, повышение удобства его эксплуатации – и открывает широкие возможности для модернизации гидропривода в силу унификации используемых плит.

При модульном монтаже гидропривода автоматически обеспечивается постоянство взаимного расположения отдельных гидроаппаратов в пределах типовых модульных блоков, что позволяет заранее определить характеристики этих блоков. В результате повышается достоверность прогнозирования характеристик гидропривода в целом на стадии его проектирования, что способствует сокращению промежутка времени с момента начала проектирования гидропривода до постановки его на производство.

Вместе с тем модульным гидроаппаратам присущи и определенные недостатки.

Корпусные детали модульных гидроаппаратов должны иметь сквозные отверстия, не используемые в данном гидроаппарате, для прохода рабочей жидкости к другим гидроаппаратам, скомпонованным в пакет. Размеры гидроаппаратов модульного исполнения определяются размерами стыковой плоскости гидрораспределителя, обычно являющегося конечным звеном блока модульной аппаратуры, что обуславливает усложнение конструкции отдельных модульных гидроаппаратов и их повышенную металлоемкость по сравнению с подобными стыковыми гидроаппаратами (особенно при больших условных проходах).

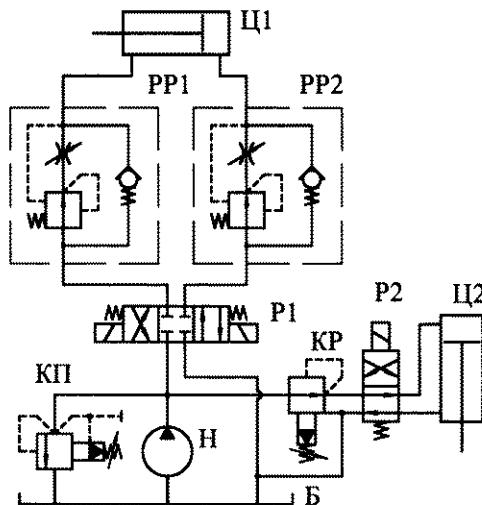


Рис. 3.9.2. Гидравлическая принципиальная схема гидропривода

В связи с этим условный проход D_y гидроаппаратов модульного исполнения ограничен размером $D_y = 20$ (25) мм, так как модульные гидроаппараты с большими условными проходами по габаритам и массе получаются существенно больше соответствующих гидроаппаратов стыкового исполнения.

В силу размерных ограничений и конструктивных особенностей некоторые модульные гидроаппараты имеют худшие характеристики, чем аналогичные стыковые. Номенклатура модульных гидроаппаратов ограничена.

Модульный способ монтажа отличается повышенным количеством подлежащих уплотнению стыков, требует для исключения раскрытия стыков и разгерметизации гидропривода применения специальных шпилек (стыжек) и болтов, изготовленных из сталей с пределом прочности не менее 1000 МПа. Максимальная монтажная длина гидропанелей, собранных на основе монтажных плит для соединения сквозными шпильками, по условиям герметичности стыков ограничена размером: для $D_y = 6$ мм – 400...600 мм; для $D_y = 10$ мм – 500...700 мм; для $D_y = 20$ мм – 600...800 мм. При использовании монтажных плит, соединяемых болтами, монтажная длина гидропанелей может быть больше приведенных выше значений на 20...30 %.

Модульные гидроаппараты выпускаются преимущественно на номинальное давление до 32 МПа.

В силу вышесказанного, выполнение гидроприводов на базе только модульных гидроаппаратов не всегда оказывается возможным и оправданным. Опыт, накопленный в гидроприводостроении, показывает, что в ряде случаев наиболее рациональным является построение гидроприводов с использованием модульных и стыковых гидроаппаратов совместно.

Для формирования гидравлической схемы соединений гидропривода, построенного на базе модульных и стыковых гидроаппаратов, необходимо иметь определенный практический навык. Модульные блоки и монтажные плиты с установленными на них гид-

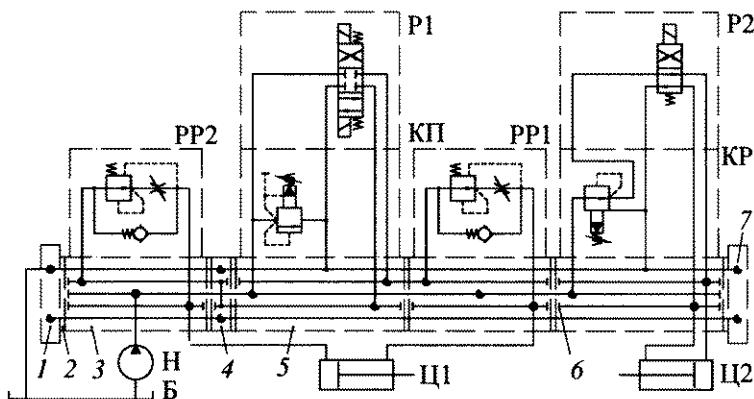


Рис. 3.9.3. Схема гидропривода, выполненная с отображением исполнения гидроаппаратов по способу присоединения:

Н – насос; Б – гидробак; КП – напорный клапан типа МКПВ-10/3М;

КР – редукционный клапан типа МКРВ-10/3М; Р1 – гидрораспределитель типа 1РЕ10.44;
Р2 – гидрораспределитель типа 1РЕ10.574А; РР1, РР2 – регуляторы расхода типа МПГ55-32М;
Ц1, Ц2 – гидроцилиндры; 1 – крепежная левая плита типа ПЛ10.3; 2 – уплотнительная плита
типа ПУ10 (шесть штук); 3 – монтажная плита типа ППГ5510.3 (две штуки); 4 – промежуточная
плита типа ПН10.3.07; 5 – монтажная плита типа ПР10.3 (две штуки); 6 – заглушка типа ПО10
(пять штук); 7 – крепежная правая плита типа ПП10.3

роаппаратами стыкового исполнения должны комбинироваться таким образом, чтобы продольные каналы в монтажных плитах использовались рационально и число промежуточных плит и трубопроводов было минимальным.

В качестве примера на рис. 3.9.2 приведена гидравлическая принципиальная схема гидропривода, на которой не отображен тип используемых гидроаппаратов по способу присоединения (если не принимать во внимание перечень элементов к схеме), а на рис. 3.9.3 – схема того же гидропривода, на которой показаны исполнение гидроаппаратов по способу присоединения и соединение их с помощью плит [15].

Унифицированные функциональные блоки типа БФ по ТУ 2-053-1739-85 позволяют реализовать башенный метод монтажа модульной и стыковой гидроаппаратуры при рабочем давлении до 20 МПа. Комплект указанных блоков включает в себя блоки распределителей БФР, присоединительные блоки БФП, соединительно-монтажные модули СММ и замыкающие блоки БФЗ [15].

Базовые модели блоков включают в себя постоянные составные части: корпуса, плиты, крепежные детали. Конкретные исполнения блоков типа БФР, БФП и БФЗ определяются при установке на корпус или переходную плиту блока конкретной модели гидроаппарата (или пакета гидроаппаратов). Проходные отверстия соединяемых между собой блоков могут уплотняться резиновыми кольцами или закрываться пробками с конической резьбой.

Блок распределителей представляет собой корпус с установленными на нем одним или двумя стыковыми гидрораспределителями. Между корпусом и гидрораспределителем может размещаться пакет модульной гидроаппаратуры с таким же условным проходом, что и у гидрораспределителя. Корпус блока распределителей обеспечивает возможность подвода рабочей жидкости от одного источника питания через канал P и слива в один канал T , а также возможность выполнения двухпоточных гидравлических систем, благодаря наличию свободных каналов X и Y . Сквозные каналы P , T , X и Y на при-

тычных плоскостях корпуса имеют коническую резьбу для установки при необходимости соответствующих пробок, перекрывающих проход рабочей жидкости.

Расположение каналов P , T , X , Y и крепежных отверстий на присоединительных плоскостях позволяет поворачивать блок распределителей на 90 , 180 и 270° , а также переворачивать его на 180° . Такая конструкция блока расширяет возможности соединения гидравлических устройств в соответствии с принципиальной схемой гидропривода без применения каких-либо дополнительных элементов. Для подсоединения гидродвигателей на одной из боковых поверхностей корпуса блока имеются четыре отверстия с конической резьбой.

Присоединительный блок БФП представляет собой переходную плиту, на которой установлен соответствующий гидроаппарат стыкового исполнения: гидрораспределитель, обратный, напорный, редукционный клапаны, дроссель, регулятор расхода, реле давления.

В присоединительных блоках распределителя между переходной плитой и гидрораспределителем может быть установлен пакет модульной гидроаппаратуры с таким же (как у плиты и распределителя) условным проходом.

Переходные плиты присоединительных блоков на плоскости для установки гидроаппарата имеют систему отверстий с координатами, соответствующими присоединительным размерам устанавливаемого гидроаппарата. На противоположной стороне переходной плиты имеются четыре канала, которые соответствуют по расположению отверстиям, выполненным на каждой из четырех боковых плоскостей соединительно-монтажного модуля, и позволяют устанавливать присоединительный блок на боковые грани соединительно-монтажного модуля с поворотом на 180° . Со стороны боковых поверхностей присоединительной плиты выполнены дополнительные отверстия с конической резьбой (например, отверстия для подсоединения гидродвигателя у переходных плит присоединительных блоков распределителя).

Соединительно-монтажные модули представляют собой корпус с отверстиями. Две его плоскости с четырьмя сквозными каналами и отверстиями под стяжные шпильки служат для присоединения блоков распределителей, замыкающих блоков и других соединительно-монтажных модулей. Четыре боковые плоскости с четырьмя крепежными отверстиями и четырьмя присоединительными отверстиями, соединенными тем или иным образом (в зависимости от исполнения модуля) со сквозными каналами и отверстиями, выходящими на другие плоскости, предназначены для установки присоединительных блоков.

Расположение сквозных каналов и отверстий под шпильки позволяет поворачивать соединительно-монтажный модуль на 90 , 180 и 270° , а также переворачивать его на 180° .

Все присоединительные отверстия соединительно-монтажного модуля со стороны притычных плоскостей имеют коническую резьбу для установки (при необходимости в этом) пробок (заглушек).

Замыкающие блоки подразделяют на блоки переключателя манометра и блоки подвода.

Расположение отверстий на притычной плоскости переходной плиты блока переключателя манометра позволяет поворачивать его на 90 , 180 и 270° . На боковые плоскости переходной плиты блока выведены отверстия для подключения точек замера давления и линии слива T , а в плитах для установки шестипозиционных переключателей — еще отверстие для подсоединения манометра.

Замыкающий блок подвода состоит из двух плит, соединенных между собой непосредственно или через промежуточную гидропанель. В одной из этих плит выполнены сквозные каналы P , T , X и Y (как в корпусе блока распределителей), выходящие на ее притычные плоскости. Каждый из этих каналов соединен с соответствующим из четырех отверстий с конической резьбой, выведенных по одному на четыре боковые грани рассматриваемой плиты.

Встраиваемые гидроаппараты (в силу того, что они не имеют собственного корпуса) устанавливают в монтажные гнезда некоторого блока, который может также использоваться для установки гидроаппаратов стыкового и модульного исполнения. Встраиваемые гидроаппараты применяют чаще всего в гидросистемах, функционирующих при больших расходах и высоких давлениях рабочей жидкости. Их использование позволяет создавать компактные гидроприводы, работающие с относительно низким уровнем гидравлических потерь давления и утечек рабочей жидкости, благодаря тому что они построены на базе запорных элементов с конической уплотняющей поверхностью [15].

3.10. СПОСОБЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ШУМА, ОБУСЛОВЛЕННОГО РАБОТОЙ ГИДРОПРИВОДА

Работа объемного гидропривода сопровождается шумом, т.е. возникновением совокупности звуков, как правило, с широким акустическим спектром, соответствующих непериодическим колебаниям, характеризуемым случайностью мгновенных значений.

Шумы могут быть слышимыми (при частоте колебаний упругой среды в диапазоне от 15...20 Гц до 20 кГц) и неслышимыми. Длительное воздействие слышимого шума на органы слуха человека отрицательно влияет на его самочувствие и здоровье. Оно влечет за собой, в частности, повышение утомляемости и снижение работоспособности человека.

Особенно вредны интенсивные высокочастотные шумы, которые могут вызывать не только стойкую потерю чувствительности слуха, но также различные изменения нервной системы и в связи с этим нервные заболевания, язвенную болезнь, гипертонию и т.п. При длительных воздействиях для человека не менее вреден интенсивный неслышимый ультразвуковой шум (характеризуемый частотами колебаний, превышающими 20 кГц).

Уровень шума, возникающего при работе гидропривода, является одним из показателей совершенства конструкции гидропривода и входящих в его состав устройств, а также характеристикой качества их изготовления и монтажа. В частности, спектр шума, издаваемого работающим насосом, имеет столь определенный характер, что по нему можно судить (в дополнении к методам контроля по механическим и гидравлическим параметрам) о техническом состоянии насоса.

Обычно уровень шума характеризуют в децибелах. Децибел представляет собой логарифмическую единицу, применяемую для оценки безразмерной звуковой или электромагнитной мощности, вычисленной относительно некоторой мощности N_0 , принятой условно за так называемую "нулевую" мощность. Разность уровней измеряемой и "нулевой" мощности составляет один децибел (1 дБ), если десятичный логарифм их отношения равен 0,1 (при этом само отношение мощностей равно 1,259). В акустике за "нулевую" принята мощность, соответствующая порогу различимости звука органами слуха человека.

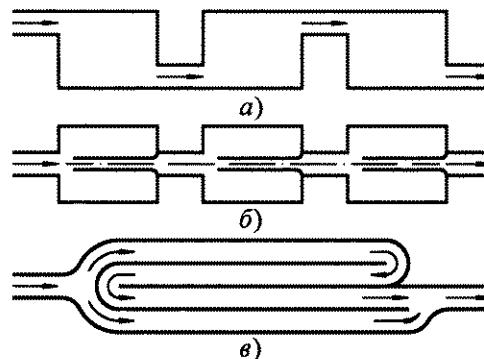


Рис. 3.10.1. Схемы глушителей шума преимущественно активного (а), реактивного (б) и интерференционного (в) типов

Для постоянных рабочих мест в производственных помещениях в соответствии с ГОСТ 12.1.003–83 установлен допустимый средний уровень звука 85 дБ.

Допустимые средние уровни звука для насосов и насосных агрегатов гидроприводов оговорены в ГОСТ 12.2.040–79.

Причинами шума при работе гидроприводов являются колебательные процессы гидродинамического, механического и аэродинамического происхождения.

Одним из основных источников шума при эксплуатации объемных гидроприводов являются используемые в них объемные насосы. Пульсации подачи объемного насоса, обусловленные законом изменения во времени объема его рабочих камер и особенностями работы системы распределения рабочей жидкости, в силу сжимаемости, инерционности и вязкости рабочей жидкости приводят к пульсациям давления во всасывающей и напорной гидролиниях насоса и вызывают вибрации как деталей самого насоса, так и указанных гидролиний, порождающие колебания окружающего воздуха. Соответствующими шумовыми эффектами сопровождаются любые изменения давления рабочей жидкости, находящейся в пределах гидропривода, вне зависимости от того, являются ли они следствием изменения внешней нагрузки, действующей на выходное звено гидропривода, параметров регулируемых устройств гидропривода, турбулентного режима движения жидкости либо кавитации.

Значительное место в спектре шума, производимого работающим гидроприводом, занимают составляющие, обусловленные колебаниями (вибрациями) нагруженных деталей (приводных валов, подшипников, пружин и т.п.) гидравлических устройств и соударением их отдельных деталей (например, запорно-регулирующего элемента и седла клапана давления, зубьев шестерен шестеренной гидромашины, поршня и крышки гидроцилиндра и т.д.).

Шумы аэродинамического происхождения в основном связаны с работой вентиляторов теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением и приводящих двигателей насосов.

Методы, применяемые для снижения уровня шума, сопровождающего работу различных машин и систем, подразделяют на *активные* и *пассивные*. Активные методы (являющиеся более радикальными) заключаются в устранении (в основном, конструктивными мерами) первопричин возникновения шума или, по крайней мере, в уменьшении их отрицательных последствий. Пассивные методы заключаются в применении

средств изоляции и отражения колебаний звуковой частоты и средств поглощения (рассечения) энергии этих колебаний (преобразования механической энергии колебаний в тепловую энергию) [3, 5, 15, 16].

Естественно, что использование активных методов снижения уровня шума является предпочтительным. Любые улучшения, достигнутые посредством этих методов, не только облегчают решение задачи ограничения уровня шума с помощью дополнительно применяемых пассивных методов, но и приводят к созданию более совершенных устройств, обладающих, как правило, большими ресурсом (сроком службы) и надежностью.

Применительно к гидроприводу активные методы в первую очередь широко используются на стадии проектирования и создания отдельных компонентов гидропривода: насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов и т.п.

Так, при разработке объемных насосов большое внимание уделяется совершенствованию конструкции системы распределения рабочей жидкости, при разработке гидроаппаратов – исполнению их проточной части и демпфированию колебаний запорно-регулирующих элементов, при разработке теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением – профилированию лопастной системы вентиляторов и т.д.

При наличии в процессе проектирования гидропривода нескольких альтернативных вариантов выбора устройств того или иного функционального назначения средний уровень звука, характерный для работы этих устройств, должен учитываться как один из критериев при принятии окончательного решения об их применении.

При проектировании гидроприводов следует иметь в виду, что с точки зрения снижения уровня шума вместо одного насоса большой мощности рациональнее применять два насоса, каждый из которых имеет вдвое меньшую мощность.

Уровень шума регулируемых насосов примерно на 8 дБ выше, чем у нерегулируемых насосов такой же мощности. Поэтому в тех случаях, когда это возможно, целесообразно использовать вместо одного регулируемого насоса большой мощности два насоса вдвое меньшей мощности каждый, один из которых является регулируемым, а другой – нерегулируемым.

При увеличении температуры рабочей жидкости уровень звукового давления, обусловленного работой гидропривода, при прочих равных условиях несколько повышается. Для поддержания требуемого теплового режима работы гидропривода используют теплообменные аппараты (маслоохладители). Однако теплообменные аппараты с воздушным охлаждением создают при работе уровень звукового давления, намного превосходящий уровень звукового давления, являющийся результатом увеличения температуры рабочей жидкости. Поэтому при наличии повышенных требований к уровню шума, производимого гидроприводом в процессе его работы, оправданным является применение теплообменных аппаратов с водяным охлаждением.

Повышение содержания газа в рабочей жидкости способствует возникновению кавитационных явлений при работе гидропривода и, соответственно, приводит к увеличению уровня генерируемого им шума. В связи с этим все меры, направленные на предотвращение попадания в рабочую жидкость воздуха и нарушения сплошности потока жидкости, дают дополнительный эффект в виде снижения уровня шума при работе гидропривода.

В частности, при монтаже насоса в погруженном в рабочую жидкость состоянии уровень шума, производимого насосной установкой, оказывается ощутимо ниже, чем в случае монтажа насоса на крышке гидробака, благодаря, главным образом, улучшению условий всасывания насосом рабочей жидкости и исключению подсоса воздуха на входе в насос.

Существенное значение с точки зрения уровня шума, производимого гидроприводом, имеет характер движения жидкости в гидролиниях. Турбулизация потока влечет за собой повышение уровня шума. Поэтому форма проточной части гидравлических каналов должна быть плавной (желательно, чтобы острые кромки в гидравлических каналах были полностью исключены), а площадь проходного сечения каналов – достаточно большой.

Рекомендуется обеспечивать движение рабочей жидкости со следующими значениями средней скорости: во всасывающих гидролиниях с диаметром проходного сечения до 0,032 м – 0,6...1,2 м/с; с диаметром, превышающим 0,032 м, – 1,5 м/с; в напорных гидролиниях с диаметром проходного сечения до 0,05 м – 3 м/с; с диаметром, превышающим 0,05 м, – 3,6 м/с; в каналах гидроаппаратов и в других коротких гидролиниях – не более 6 м/с; через проходные сечения рабочих окон регулирующих гидроаппаратов (в частности, предохранительных и переливных клапанов) – не более 30 м/с.

По возможности следует избегать изгибов трубопроводов, а если это не удается, то радиусы изгиба трубопроводов должны быть, по крайней мере, в пять–шесть раз больше их внутреннего диаметра. Предпочтение следует отдавать способам монтажа гидроаппаратуры, предполагающим минимальное использование трубопроводов: стыковому, модульному и башенному (см. п. 3.9).

При выборе места расположения в напорной гидролинии насоса гидравлических устройств, в корпусе которых содержится достаточно большой объем жидкости и которые вследствие этого могут рассматриваться как сосредоточенные упругие элементы (например, фильтров, гидроаккумуляторов), следует исходить из условия исключения волнового резонанса [1].

Добиться ограничения уровня шума, производимого гидроприводом при его работе, посредством только активных методов, как правило, не удается. Поэтому практически всегда дополнительно применяют те или иные пассивные методы снижения шума. Так, значительное уменьшение звуковой мощности при работе гидропривода обеспечивается при виброизоляции насосного агрегата.

Насос и его приводящий двигатель должны быть установлены на общей плате, которую крепят к основанию с применением резиновых, резинометаллических, пластмассовых или комбинированных амортизаторов.

При использовании насосов с фланцевым креплением эффективной является установка между насосом и его опорой (кронштейном) виброизолирующего фланца, выполненного в виде перебунанового кольца, привулканизированного к металлической втулке.

Для демпфирования колебаний роторов насоса и его приводящего двигателя, существенно влияющих на уровень производимого шума и вибрации насосного агрегата, применяют соединительные муфты с упругими элементами различной конструкции, обеспечивающими также в определенных пределах компенсацию несоосности и перекоса валов насоса и двигателя.

Для уменьшения передачи вибрации от насосного агрегата к металлическим трубопроводам последние должны присоединяться к насосу посредством рукавов высокого давления (шлангов) или специальных соединительных эластичных муфт, или муфт с демпфирующими элементами.

Одним из путей снижения вибрации трубопроводов, вызываемой изменениями (пульсациями) давления движущейся по ним рабочей жидкости, является применение массивных толстостенных труб. Однако поскольку при этом увеличивается металлоемкость гидропривода, то предпочтительнее использовать хотя бы вместо части металлических жестких труб рукава высокого давления (шланги), обладающие лучшими (по сравнению с металлическими трубопроводами) демпфирующими свойствами. Наи-

больший эффект достигается, когда шланги присоединяются к жесткому трубопроводу с обоих концов.

Иногда напорные гидролинии выполняют из отдельных отрезков труб, соединенных между собой промежуточными кольцеобразными муфтами с демпфирующими элементами. Всасывающий трубопровод рационально выполнять не металлическим, а пластмассовым.

В целях предотвращения непосредственного контакта вибрирующих труб с другими металлическими элементами гидропривода используют различные конструктивные решения. Так, всасывающие, сливные и дренажные трубопроводы, проходящие через крышку гидробака или другие металлические перегородки, уплотняют упругими втулками или манжетами.

Для снижения поперечной вибрации трубопроводов их закрепляют посредством кронштейнов, зажимов или скоб (колодок). Последние устанавливают таким образом, чтобы собственная частота колебаний участка трубы между двумя соседними опорами была больше самой высокой частоты вынужденных колебаний.

Скобы (колодки) обычно изготавливают из полипропилена (цвет темно-зеленый), полиамида (цвет черный), маслостойкой резины, алюминия. Верхняя и нижняя половинки скобы выполняются идентичными. Поставляются скобы с ребристой и гладкой внутренней поверхностью. Ребристая внутренняя поверхность скоб обеспечивает демпфирование ударов и колебаний и восприятие нагрузок в осевом направлении трубы. Зазор между половинками скобы влияет на предварительный натяг трубы. Для крепления шлангов и кабелей рекомендуется использовать скобы с гладкой внутренней поверхностью без предварительного натяга.

Кронштейны и зажимы для труб должны быть облицованы эластичным материалом и прикреплены к относительно массивным фундаментам или стойкам.

Трубы должны устанавливаться с зазорами, обеспечивающими удобство монтажа и отсутствие касаний с другими элементами при их возможных в процессе работы гидропривода перемещениях.

Для изготовления деталей гидравлических устройств, подверженных значительным вибрациям (например, шестерен шестеренных насосов, корпусов насосов и т.п.), применяют материалы с высокими демпфирующими свойствами: пластмассы, резины, специальные сплавы.

Из таких сплавов в настоящее время наиболее широко известны: сплавы на основе железа с магнитомеханическим демпфированием (стали марок 15ХВМФ, 15Х12ВМФ, 1Х12В2МФ, 1Х12В4МФ), сплавы на основе никеля и кобальта с магнитомеханическим затуханием (сплав никеля с 2,5 % оксида тория, сплав НИВКО-10), упругодвойникующиеся сплавы на основе магния (сплавы магния с 0,4...0,6 % циркония), упругодвойникующиеся марганцево-медные сплавы (сплавы с содержанием до 60...80 % марганца), сплавы с термоупругим мартенситом (алюминиевые бронзы с содержанием 10...14 % алюминия и 2...4 % никеля, никель-титановые сплавы с содержанием 48,5...50 % титана); сплавы с резко выраженной гетерогенной структурой (чугуны, свинцовистые бронзы, алюминиево-цинковые сплавы) [16].

Снижение уровня шума, обусловленного работой гидропривода, может быть достигнуто путем покрытия вибрирующих поверхностей специальными *вибропоглощающими покрытиями*. Вибропоглощающие покрытия подразделяются на жесткие (твердые пластмассы с наполнителями, листы из спеченного алюминия с толщиной, составляющей 2...3 мм) и мягкие (мягкие резины и пластмассы, битуминизированный войлок, масстиксы с динамическим модулем упругости порядка 10^7 Па). Поглощение энергии колебаний при использовании таких покрытий происходит в основном в результате деформации

ций вибропоглощающего слоя и особенно эффективно в области высоких звуковых частот.

Звукопоглощающие покрытия должны плотно прилегать к вибрирующей поверхности, иметь по возможности меньшую толщину, большую величину звукопоглощения, хорошие газопроницаемость и теплопроводность, обладать такой же прочностью, как металлы, коррозионной стойкостью, негорючестью и хорошей обрабатываемостью, не электризоваться, допускать применение воды и моющих растворов при обслуживании, иметь невысокую стоимость.

В случае применения звукоизолирующего ограждения его рекомендуется выполнять сплошным и из материалов большой плотности. Наиболее эффективно трехслойное ограждение из тяжелых металлических стенок, оснащенных ребрами жесткости, а также слоев стекловолокна и звукопоглощающей пасты. Суммарная площадь вентиляционных отверстий в ограждении не должна превышать 10 % от общей площади поверхности его стенок.

Для предотвращения распространения колебаний звуковой частоты вдоль гидролиний в них устанавливают так называемые глушители шума (гасители звуковых колебаний), выполняющие функции акустических фильтров. По *принципу действия* глушители делятся на *активные* (основанные на поглощении механической энергии звуковых колебаний с преобразованием ее в тепловую энергию), *реактивные* (основанные на отражении звуковых волн) и *интерференционные* (основанные на наложении звуковых волн). Следует отметить, что глушители каждого типа в какой-то степени обладают свойствами глушителей другого типа.

Все виды глушителей из-за неудобообтекаемых форм проточной части сами являются источником шума. Шум, сопровождающий работу непосредственно самого глушителя, определяет пределы эффективности его применения. В гидросистемах наибольшее распространение получили активные глушители шума. Они наиболее просты по конструкции, легко поддаются расчету и эффективны в достаточно широком диапазоне частот.

В простейшем виде активный глушитель представляет собой проточный элемент, стенки которого изнутри (со стороны взаимодействия с рабочей жидкостью) облицованы звукопоглощающим материалом. Эффективность активного глушителя обратно пропорциональна его гидравлическому радиусу. Уменьшение гидравлического радиуса чаще всего обеспечивают путем уменьшения площади поперечного сечения каналов глушителя, а для того чтобы при этом его гидравлическое сопротивление находилось в приемлемых пределах, соответственно увеличивают количество параллельно соединенных каналов. В качестве примера на рис. 3.10.1 показаны схемы глушителей шума разных типов [3].

Насосные установки не рекомендуется располагать в углу помещения или около стен, если последние не изготовлены из звукопоглощающих материалов или не облицованы ими. Пульт управления гидроприводом, у которого работает оператор, должен быть установлен как можно дальше от источника шума.

3.11. НЕКОТОРЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГИДРОПРИВОДАМ, КОТОРЫМИ СЛЕДУЕТ РУКОВОДСТВОВАТЬСЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ

Объемный гидропривод должен быть спроектирован таким образом, чтобы его установочная мощность и потери энергии при эксплуатации при прочих равных условиях были минимальными.

В процессе работы гидропривода по возможности должны быть исключены интенсивные колебания давления в гидролиниях и прямые гидравлические удары (кроме тех случаев, когда это необходимо в соответствии с назначением привода).

Изменения величины и направления действия нагрузки, приложенной к выходному звену гидропривода, а также температуры рабочей жидкости не должны сказываться на скорости движения выходного звена и времени выполнения гидрофицированной машиной технологического цикла. При работе гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене не должно происходить нарушение сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя.

В гидроприводах с несколькими группами гидродвигателей при одновременной работе последних должно быть исключено их взаимовлияние (за исключением случаев, когда это необходимо в соответствии с назначением привода).

Все устройства для управления давлением и расходом рабочей жидкости, используемые в гидроприводе, должны иметь ограниченный диапазон регулирования с тем, чтобы исключить возможность возникновения аварийных ситуаций при эксплуатации гидрофицированной машины, например, из-за создания чрезмерных сил на выходном звене гидропривода или из-за движения этого звена с повышенными скоростями.

Гидравлические устройства с электрическим управлением должны применяться в гидроприводе таким образом, чтобы в случае выхода из строя (отказа) электрических компонентов или системы их электропитания не происходило неуправляемого движения выходного звена гидропривода, поломки рабочего оборудования гидрофицированной машины и не возникала опасность для обслуживающего персонала.

Положение золотников гидрораспределителей должно определяться только соответствующими управляющими сигналами и не должно зависеть от давления рабочей жидкости в сливных и дренажных гидролиниях.

Сложность регулировочных операций, которые необходимы для наладки гидропривода, и количество этих операций должны быть сведены до минимума.

При использовании в гидроприводе нескольких параллельно включенных насосов подсоединение каждого из них к общей напорной гидролинии должно осуществляться посредством индивидуального обратного клапана для обеспечения возможности эксплуатации гидропривода при работе только части насосов.

При расположении всасывающего отверстия насоса ниже уровня рабочей жидкости в гидробаке должны быть предусмотрены меры, обеспечивающие возможность ремонта насоса и его замены без слива рабочей жидкости из гидробака. Например, для этого во всасывающей магистрали между гидробаком и насосом должен быть установлен запорный кран. При закрытом проходном сечении указанного крана включение приводящего двигателя насоса должно быть исключено.

Для предотвращения аварийных ситуаций должно быть предусмотрено автоматическое прекращение работы (блокирование) соответствующей части гидропривода или гидропривода в целом при появлении отклонений от нормального режима его функционирования.

В гидроприводе на случай его отказа должны быть предусмотрены устройства и связи, позволяющие довести до конца технологический цикл, выполняемый гидрофицированной машиной или, по крайней мере, вернуть рабочее оборудование данной машины в исходное состояние.

Глава 4

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

4.1. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫБОРА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И УСТРОЙСТВ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА (НА ПРИМЕРЕ НАСОСНОГО ГИДРОПРИВОДА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ)

Основным исходным документом для разработки любой продукции является техническое задание. Оно должно содержать технико-экономические требования к продукции, определяющие ее потребительские свойства и эффективность применения, перечень документов, требующих совместного рассмотрения, порядок сдачи и приемки результатов разработки. При необходимости техническое задание может содержать также требования к подготовке и освоению производства.

Конкретное содержание технического задания определяют заказчик и разработчик, а при инициативной разработке – разработчик (ГОСТ Р 15.201–2000).

Техническое задание на проектирование объемного гидропривода, как правило, устанавливает назначение, основные функции и режимы работы гидропривода, технические требования (ограничения) на его выходные параметры, допустимые диапазоны изменения внешних параметров, ограничения на некоторые внутренние параметры гидропривода.

В частности, в техническом задании на проектирование гидропривода поступательного движения указывают максимальные значения сил $P_{\text{нм}}$ и $P_{\text{ом}}$, которые, как минимум, должен развивать гидропривод на выходном звене гидроцилиндра соответственно при прямом и обратном ходах, и потребные максимальные значения скоростей $v_{\text{нм}}$ и $v_{\text{ом}}$ движения выходного звена гидроцилиндра при прямом и обратном ходах. Вместо упомянутых характеристик может быть задан ряд других (например, потребные максимальные значения сил и скоростей в некоторой точке объекта управления гидропривода), позволяющих определить значения $P_{\text{нм}}$, $P_{\text{ом}}$, $v_{\text{нм}}$, $v_{\text{ом}}$ расчетным путем.

Проектирование гидропривода начинают с разработки его принципиальной схемы и выбора максимального рабочего давления p_m (если эта величина не оговорена в техническом задании).

Известно, что при фиксированном значении мощности гидропривода повышение рабочего давления до определенного уровня сопровождается уменьшением потребного расхода рабочей жидкости, массы и габаритов привода (Матвеенко А.М., Зверев И.И. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов. М.: 1982). Однако поскольку рабочее давление, соответствующее максимуму коэффициента полезного действия (КПД) гидропривода, ниже давления, определяемого из условия минимизации металлоемкости привода, и при увеличении рабочего давления изменяются эксплуатационные затраты на гидропривод, то выбор рабочего давления целесообразно производить из условия получения минимальных суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию привода.

При проектировании гидропривода следует стремиться к построению его преимущественно на базе серийно выпускаемых гидроустройств, что ускоряет и удешевляет

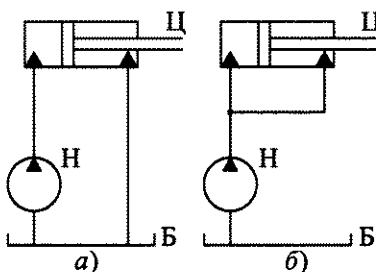


Рис. 4.1.1. Расчетные схемы гидропривода при включении гидроцилиндра по простой (а) и дифференциальной (б) схемам

ни влияет на формирование принципиальной схемы гидропривода.

Расчет потребных параметров и выбор конкретного гидроцилиндра производят из условия обеспечения на его выходном звене при прямом и обратном ходах сил, не меньших соответственно $P_{\text{пр}}$ и $P_{\text{об}}$. При решении данной задачи учитывают возможные потери давления на участках гидропривода от насоса до напорной полости гидроцилиндра и от сливной полости гидроцилиндра до гидробака, а также потери сил в подвижных парах гидроцилиндра, обусловленные трением.

При изложении последующего материала примем, что в проектируемом гидроприводе в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком, выходным звеном гидроцилиндра является шток, причем прямой ход штока соответствует уменьшению его выхода из корпуса гидроцилиндра (т.е. втягиванию), а обратный ход – увеличению (т.е. выдвижению).

Возможны две схемы подключения гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком к источнику питания гидропривода рабочей жидкостью: *простая* и *дифференциальная*. При подключении гидроцилиндра по простой схеме одну из его рабочих полостей соединяют с источником питания, а другую – с гидробаком (рис. 4.1.1, а). При дифференциальном включении гидроцилиндра обе его полости соединяют между собой и с источником питания (рис. 4.1.1, б).

Поскольку эффективная площадь $A_{\text{пш}}$ поршня гидроцилиндра со стороны поршневой полости больше, чем эффективная площадь $A_{\text{шт}}$ поршня со стороны штоковой полости, то при дифференциальном включении гидроцилиндра происходит выдвижение его штока. При этом рабочая жидкость, вытесняемая из штоковой полости гидроцилиндра, совместно с жидкостью от источника питания поступает в поршневую полость гидроцилиндра.

Очевидно, что при неизменных расходе рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр от источника питания, и максимальном рабочем давлении в гидроприводе изменение схемы подключения гидроцилиндра с простой на дифференциальную увеличивает скорость выдвижения штока, при этом максимальная сила, которая может быть создана на штоке, уменьшается.

Сила трения $F_{\text{тр}}$ в подвижных парах гидроцилиндра может быть представлена следующим образом:

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{пш}} p_{\text{пш}} + f_{\text{шт}} p_{\text{шт}} + f_v v + \Theta,$$

где $p_{\text{пш}}$, $p_{\text{шт}}$ – значения избыточного давления рабочей жидкости соответственно в поршневой и в штоковой полостях гидроцилиндра; $f_{\text{пп}}$, $f_{\text{он}}$, f_v – коэффициенты пропорциональности ($f_{\text{пп}} < A_{\text{пп}}$; $f_{\text{шт}} < A_{\text{шт}}$); v – скорость движения поршня гидроцилиндра; Θ – постоянная составляющая силы трения в подвижных парах гидроцилиндра.

Тогда исходные выражения для определения потребных значений внутреннего диаметра D гильзы и диаметра d штока гидроцилиндра принимают вид:

$$P_{\text{п}}(p_m, v_{\text{пп}}) \geq P_{\text{пп}}; \quad (4.1.1)$$

$$P_{\text{o}}(p_m, v_{\text{он}}) \geq P_{\text{он}}, \quad (4.1.2)$$

где

$$P_{\text{п}}(p_m, v_{\text{пп}}) = (A_{\text{шт}} - f_{\text{шт}})(p_m - \Delta p_{\text{н.шт.м}}) - (A_{\text{пп}} + f_{\text{пп}})(p_b + \Delta p_{\text{пш.б.м}}) - f_v v_{\text{пп}} - \Theta;$$

$$P_{\text{o}}(p_m, v_{\text{он}}) = (A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})[p_m - k_{\text{nc}} \Delta p_{\text{н.пп.м}} - k_{\text{dc}} (\Delta p_{\text{н.об.м}} + \Delta p_{\text{об.пш.м}})] -$$

$$-(A_{\text{шт}} + f_{\text{шт}})[k_{\text{nc}}(p_b + \Delta p_{\text{шт.б.м}}) + k_{\text{dc}}(p_m - \Delta p_{\text{н.об.м}} + \Delta p_{\text{шт.об.м}})] - f_v v_{\text{он}} - \Theta;$$

p_b – избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке; $\Delta p_{\text{н.шт.м}}$, $\Delta p_{\text{пш.б.м}}$ – потери давления на участках гидропривода соответственно от насоса до штоковой полости гидроцилиндра и от поршневой полости гидроцилиндра до гидробака при втягивании штока со скоростью $v_{\text{пп}}$;

$\Delta p_{\text{н.пп.м}}$, $\Delta p_{\text{шт.б.м}}$ – потери давления на участках гидропривода соответственно от насоса до поршневой полости гидроцилиндра и от штоковой полости гидроцилиндра до гидробака при выдвижении штока со скоростью $v_{\text{он}}$ для случая использования простой схемы включения гидроцилиндра;

k_{dc} – признак использования дифференциального включения гидроцилиндра;

$\Delta p_{\text{н.об.м}}$, $\Delta p_{\text{об.пш.м}}$, $\Delta p_{\text{шт.об.м}}$ – потери давления на участках гидропривода соответственно от насоса до места объединения потоков рабочей жидкости, поступающих от насоса и из штоковой полости гидроцилиндра, от места объединения потоков до поршневой полости гидроцилиндра и от штоковой полости гидроцилиндра до места объединения потоков при выдвижении штока со скоростью $v_{\text{он}}$ для случая дифференциального включения гидроцилиндра;

k_{nc} – признак использования дифференциального включения гидроцилиндра;

$$k_{\text{dc}} = \begin{cases} 1 & \text{– для гидропривода с применением дифференциального включения гидроцилиндра;} \\ 0 & \text{– для гидропривода с применением простого включения гидроцилиндра для осуществления выдвижения его штока;} \end{cases}$$

k_{nc} – признак использования только простого включения гидроцилиндра,

$$k_{\text{nc}} = 1 - k_{\text{dc}}.$$

Неравенства (4.1.1) и (4.1.2) могут быть также представлены в виде:

$$A_{\text{шт}} \geq P_{\text{пп}} / (\eta_{\text{пп}} p_m); \quad (4.1.3)$$

$$A_{\text{пп}} - k_{\text{dc}} A_{\text{шт}} \geq P_{\text{он}} / (\eta_{\text{он}} p_m), \quad (4.1.4)$$

где $\eta_{\text{пп}}$, $\eta_{\text{он}}$ – значения гидромеханического коэффициента полезного действия (КПД) гидропривода соответственно при прямом и обратном ходах выходного звена гидроцилиндра,

$$\eta_{\text{пп}} = P_{\text{п}}(p_m, v_{\text{пп}}) / (A_{\text{шт}} p_m); \quad \eta_{\text{он}} = P_{\text{o}}(p_m, v_{\text{он}}) / [(A_{\text{пп}} - k_{\text{dc}} A_{\text{шт}}) p_m].$$

Одной из характеристик гидроцилиндра является степень различия (дифференциальности) эффективных площадей его поршня со стороны поршневой и штоковой полостей, оцениваемая посредством безразмерного коэффициента

$$\varphi = A_{\text{пн}}/A_{\text{шт}}. \quad (4.1.5)$$

Поскольку

$$A_{\text{пн}} = \pi D^2/4 \quad \text{и} \quad A_{\text{шт}} = \pi (D^2 - d^2)/4,$$

то в соответствии с выражением (4.1.5)

$$\varphi = D^2/(D^2 - d^2)$$

и

$$d = D\sqrt{\varphi_1/\varphi}, \quad (4.1.6)$$

где $\varphi_1 = \varphi - 1$; D , d – соответственно внутренний диаметр гильзы и диаметр штока гидроцилиндра.

Согласно неравенствам (4.1.3) и (4.1.4) с учетом последних выражений значение внутреннего диаметра D гильзы гидроцилиндра должно удовлетворять требованиям:

$$D \geq 2\sqrt{\varphi P_{\text{пн}}/(\pi \eta_{\text{пн}} p_m)} \quad \text{при} \quad \varphi_c \geq k_p \eta_{\text{пн}}/\eta_{\text{ом}}; \quad (4.1.7)$$

$$D \geq 2\sqrt{\varphi P_{\text{ом}}/(\varphi_c \pi \eta_{\text{ом}} p_m)} \quad \text{при} \quad \varphi_c \leq k_p \eta_{\text{пн}}/\eta_{\text{ом}}, \quad (4.1.8)$$

где $\varphi_c = \varphi - k_p$; $k_p = P_{\text{ом}}/P_{\text{пн}}$.

Если значение коэффициента φ задано или выбрано из каких-либо соображений (см. п. 4.2), то выражения (4.1.7), (4.1.8) и (4.1.6) позволяют рассчитать потребные минимальные значения диаметров D гильзы и d штока гидроцилиндра.

Если в проектируемом гидроприводе предполагается использовать стандартизованный гидроцилиндр, то далее производят его выбор с учетом области применения гидропривода, принятого максимального рабочего давления в гидроприводе, способа крепления и конструкции гидроцилиндра, потребной величины хода его поршня и полученных минимально допустимых значений диаметров гильзы и штока.

При разработке нового гидроцилиндра полученное по выражению (4.1.6) значение диаметра d штока округляют до ближайшего из ряда значений по ГОСТ 6540–68 и производят предварительный проверочный расчет штока на прочность и продольную устойчивость. Если получающиеся в ходе этого расчета коэффициенты запаса прочности и устойчивости имеют большие значения, то шток может быть выполнен полым.

В случае получения недостаточных значений коэффициентов запаса потребный диаметр штока определяют исходя из проектировочного расчета штока на прочность и продольную устойчивость. Значение внутреннего диаметра гильзы гидроцилиндра при этом вычисляют по формуле

$$D = d\sqrt{\varphi/\varphi_1}, \quad (4.1.9)$$

являющейся производной из выражения (4.1.6).

Полученные значения диаметров D и d округляют до ближайших стандартизованных значений по ГОСТ 6540–68.

Если значение коэффициента φ не задано и не играет существенной роли с точки зрения работы проектируемого гидропривода, то сначала на основании проектировочного расчета на прочность и продольную устойчивость определяют потребный диаметр d штока гидроцилиндра, а затем находят минимальное значение внутреннего диаметра D гильзы гидроцилиндра, при котором одновременно выполняются неравенства (4.1.1) и (4.1.2) и, соответственно, производные от них неравенства (4.1.3) и (4.1.4).

Вопросы, касающиеся проектирования непосредственно гидроцилиндров и выполняемых при этом расчетов, подробно освещены в работах [1, 9].

После того как стандартизованные значения диаметров гильзы и штока гидроцилиндра выбраны, определяют потребный расход рабочей жидкости, которая должна поступать к гидроцилиндуру от насоса. Расход определяют из условия обеспечения движения выходного звена гидроцилиндра при прямом и обратном ходах со скоростями, не меньшими соответственно $v_{\text{пп}}$ и $v_{\text{об}}$.

Далее для каждого из возможных режимов работы гидропривода вычисляют расходы рабочей жидкости на всех его участках. В силу дифференциальности эффективных площадей поршня гидроцилиндра со стороны поршневой и штоковой полостей последнего эти расходы могут существенно отличаться. Так, при втягивании штока гидроцилиндра расход жидкости, вытесняемой из его поршневой полости (без учета утечек, перетечек и сжимаемости жидкости, а также податливости стенок каналов и полостей, в которые заключена жидкость) в φ раз превышает расход жидкости, поступающей в штоковую полость гидроцилиндра.

На следующем этапе проектирования гидропривода производят выбор внутреннего диаметра гидролиний (трубопроводов и рукавов). От этого выбора в значительной степени зависят потери энергии в процессе работы гидропривода, а также его масса и некоторые другие характеристики. Причем, чем больше при прочих равных условиях внутренний диаметр гидролиний, тем, с одной стороны, меньше гидравлические потери давления в ней, а, с другой стороны, больше масса и габаритные размеры и ниже жесткость гидролиний, и наоборот. В силу этого выбор внутреннего диаметра гидролиний необходимо осуществлять из условия получения минимальных суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию гидропривода.

Учитывая сложность строгого решения данной задачи, на практике при выборе диаметра гидролиний обычно исходят из условия обеспечения движения в ней рабочей жидкости со скоростью, не превышающей некоторое допустимое значение, рекомендуемое на основании многолетнего опыта проектирования и эксплуатации гидроприводов, или из условия обеспечения потерь давления в гидролинии на уровне, не превышающем заданный [1, 5, 6, 12, 15]. Существуют и другие подходы к решению рассматриваемой задачи (см. п. 4.5).

Выбор материала и типа труб и рукавов производят в зависимости от принятого максимального давления в гидроприводе, ожидаемого характера пульсаций давления в процессе работы привода, температуры и агрессивности рабочей жидкости и внешней среды, предполагаемого вида соединений, условий гибки и монтажа, требований к массе и стоимости труб и рукавов [1].

Выбор типоразмеров гидроаппаратов и кондиционеров рабочей жидкости, предусмотренных в принципиальной схеме проектируемого гидропривода, осуществляют с учетом области применения и условий эксплуатации гидропривода, исходя из принятого максимального давления в гидроприводе и величины максимального расхода жидкости через гидроустройство.

В качестве отправного параметра при этом может также использоваться значение условного прохода, под которым согласно ГОСТ 16516–80 понимают округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Потребную подачу насоса определяют с учетом возможных утечек рабочей жидкости в гидроустройствах.

Если предполагается использовать насос для питания рабочей жидкостью нескольких гидродвигателей, то при выборе его подачи исходят из расходов, потребных для обеспечения заданных максимальных скоростей движения выходного звена каждого из гидродвигателей, и циклограммы работы гидропривода в целом. В этом случае в качестве источника питания гидропривода более рациональным может быть применение насоса в совокупности с гидроаккумулятором. Вопросы, касающиеся выбора параметров насоса и гидроаккумулятора для насосно-аккумуляторного гидропривода, рассмотрены в п. 4.10.

Выбор типоразмера насоса производят с учетом области применения и условий эксплуатации гидропривода, принятого максимального давления в гидроприводе и величины потребной подачи насоса [6, 15, 16].

Если для привода насоса планируется использовать индивидуальный приводящий двигатель, то выбор последнего выполняют с учетом ожидаемого характера изменения перепада давления на насосе в процессе работы гидропривода, различая с этой точки зрения продолжительный, кратковременный и повторно-кратковременный режимы работы гидропривода (см. п. 4.4).

Выбор марки рабочей жидкости для гидропривода в значительной степени взаимосвязан с выбором типа насоса, поскольку в паспорте или в инструкции по эксплуатации каждого насоса обычно указаны рабочие жидкости, на которых разрешена его эксплуатация, или, по крайней мере, оговорены допустимые пределы изменения вязкости и некоторых других характеристик рабочей жидкости. Подобные указания могут присутствовать и в документации на другие гидроустройства.

Рабочей жидкости гидропривода должны быть присущи: хорошие смазывающие и антикоррозионные свойства, слабая зависимость вязкости от температуры в широком диапазоне температур, большой модуль упругости, низкое давление насыщенного пара и высокая температура кипения, малый коэффициент температурного расширения и большие коэффициент теплопроводности и удельная теплоемкость, негигроскопичность и незначительная взаимная растворимость с водой, слабая способность к растворению воздуха, химическая стабильность, совместимость с другими материалами, используемыми в гидроприводе, высокая противопенная стойкость, нетоксичность и т.д.

Рабочая жидкость должна также иметь невысокую стоимость, производиться промышленностью в достаточном количестве и быть доступной для потребителя [1, 6, 10, 15, 16].

Конструкцию и форму гидробака выбирают в зависимости от типа базовой гидрофицированной машины и планируемого места расположения бака на ней. Емкость гидробака назначают с учетом мощности гидропривода, предполагаемых режимов его работы и условий эксплуатации.

Перечень работ, касающихся вопросов выбора параметров гидробаков, приведен в пособии [7].

В ходе проверочных расчетов для каждого из режимов работы гидропривода уточняют значения расходов рабочей жидкости на всех его участках, вычисляют потери давления на них и приведенные к насосу потери давления в гидроприводе в целом, находят

потери мощности в гидроприводе и его КПД, определяют фактические значения максимальной скорости движения выходного звена гидродвигателя и максимальной силы, которая в этом случае может быть создана на выходном звене гидродвигателя при максимальном рабочем давлении на выходе насоса.

Если полученные результаты не удовлетворяют требованиям, изложенным в техническом задании, или по каким-либо другим причинам не устраивают проектировщика, то производят корректировку ранее принятых решений (например, касающихся проходных сечений трубопроводов или условных проходов гидроаппаратов), после чего необходимые проверочные расчеты повторяют.

В ходе теплового расчета определяют изменение температуры рабочей жидкости в процессе работы гидропривода и в случае необходимости из условия обеспечения желаемого температурного режима работы гидропривода вычисляют потребные параметры теплообменного аппарата или гидробака (см. п. 4.24).

Выбор параметров демпфирующих и амортизирующих устройств производят на основании исследования переходных процессов, протекающих в гидроприводе при его пуске, остановке и работе с переменной (и, в том числе, со знакопеременной) нагрузкой, из условия обеспечения требуемого качества переходных процессов, исключения кавитационных явлений и ограничения величины пиковых забросов давления значением принятого максимального давления в гидроприводе (см. пп. 4.6–4.8, 4.12, 4.17, 5.3).

Процесс проектирования гидропривода имеет ярко выраженный итерационный характер.

4.2. ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА

Одной из наиболее важных характеристик гидропривода является максимальная полезная мощность его насоса. Эта мощность, называемая установочной [10], определяется по формуле

$$N = pQ, \quad (4.2.1)$$

где p – максимальное рабочее давление насоса; Q – объемная подача насоса.

При назначении установочной мощности гидропривода исходными являются данные о потребных выходных характеристиках привода.

Рассмотрим насосный гидропривод поступательного движения, который должен обеспечивать создание на штоке гидроцилиндра максимальных сил, не меньших $P_{\text{нм}}$ и $P_{\text{ом}}$, соответственно при втягивании и выдвижении штока. При этом скорости втягивания и выдвижения штока гидроцилиндра при использовании всей подачи насоса гидропривода должны быть не меньше значений соответственно $v_{\text{нм}}$ и $v_{\text{ом}}$.

В первом приближении исследование проведем без учета гидромеханических потерь энергии и возможного отличия давления жидкости в гидробаке от атмосферного. Максимальное рабочее давление насоса гидропривода может быть представлено следующим образом:

$$p = \max[P_{\text{нм}}/A_{\text{шт}}, P_{\text{ом}}/(A_{\text{шт}} - k_{\text{дс}}A_{\text{шт}})], \quad (4.2.2)$$

где $\max(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – наибольшее из значений x_1, x_2, \dots, x_n ; $A_{шт}, A_{пш}$ – эффективные площади поршня гидроцилиндра соответственно со стороны его штоковой и поршневой полостей;

$$k_{dc} = \begin{cases} 1 & \text{– для гидропривода с применением дифференциального включения гидроцилиндра;} \\ 0 & \text{– для гидропривода с применением простого включения гидроцилиндра для осуществления выдвижения его штока.} \end{cases}$$

Для обеспечения втягивания и выдвижения штока гидроцилиндра со скоростями, не меньшими требуемых, объемная подача насоса гидропривода (без учета утечек рабочей жидкости вне насоса, которыми в данном случае ввиду их ожидаемой малости пренебрегаем) должна быть не менее величины

$$Q = \max[A_{шт}v_{пм}, (A_{пш} - k_{dc}A_{шт})v_{ом}] . \quad (4.2.3)$$

На основании выражений (4.2.1)–(4.2.3) получаем следующую формулу для определения потребной установочной мощности гидропривода:

$$N = \max(\phi_c, k_P) \max(1/\phi_c, v_{ом}/v_{пм}) P_{пм} v_{пм} , \quad (4.2.4)$$

где $\phi_c = \phi - k_{dc}$; $\phi = A_{пш}/A_{шт}$; $k_P = P_{ом}/P_{пм}$.

Формула (4.2.4) эквивалентна более удобным для анализа выражениям:

$$\bar{N} = \phi_c \max(1/\phi_c, v_{ом}/v_{пм}) \quad \text{при} \quad \phi_c \geq k_P ; \quad (4.2.5)$$

$$\bar{N} = k_P \max(1/k_P, v_{ом}/v_{пм}) \quad \text{при} \quad \phi_c \leq k_P , \quad (4.2.6)$$

где $\bar{N} = N/(P_{пм}v_{пм})$.

Из приведенных выражений видно, что значение потребной установочной мощности гидропривода в общем случае зависит от отношения эффективных площадей поршня гидроцилиндра со стороны его поршневой и штоковой полостей, равного ϕ , и от схемы включения гидроцилиндра, используемой для осуществления выдвижения его штока и характеризуемой коэффициентом k_{dc} . Указанная мощность принимает свое минимально возможное значение N_{min} , если

$$\phi_c \in [k_P, v_{пм}/v_{ом}] \quad \text{или} \quad \phi_c \in [v_{пм}/v_{ом}, k_P] .$$

При использовании безразмерной формы записи

$$\bar{N}_{min} = k_P \max(1/k_P, v_{ом}/v_{пм}) . \quad (4.2.7)$$

Очевидно, что

$$\bar{N}_{min} = 1 \quad \text{при} \quad k_P \leq v_{пм}/v_{ом} ;$$

$$\bar{N}_{min} = k_P v_{ом}/v_{пм} \quad \text{при} \quad k_P \geq v_{пм}/v_{ом} \quad (\text{рис. 4.2.1}).$$

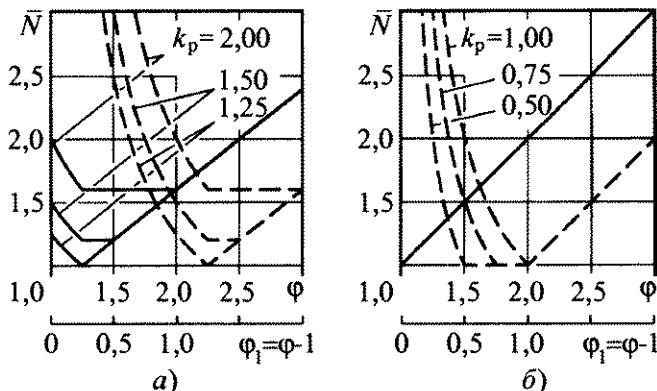


Рис. 4.2.1. Зависимость безразмерной потребной установочной мощности \bar{N} гидропривода поступательного движения без управления (без учета потерь мощности) от отношения φ эффективных площадей поршня гидроцилиндра со стороны поршневой и штоковой полостей при v_{om}/v_{pm} :
 $a = 0,8$; $b = 1,0$; — — простая схема включения гидропривода при выдвижении штока;
— - - дифференциальная схема

Поскольку для гидроцилиндра с односторонним штоком значение коэффициента φ превышает единицу, то при использовании для осуществления выдвижения штока простой схемы включения гидроцилиндра ($k_{dc} = 0$ и соответственно $\varphi_c = \varphi$), $k_p \leq 1$ и $v_{om}/v_{pm} \geq 1$ значение потребной установочной мощности гидропривода в

$$\frac{\varphi v_{om} / v_{pm}}{k_p \max(1/k_p, v_{om} / v_{pm})}$$

раз превышает свое минимально возможное значение.

Следует отметить, что при $\varphi_c = k_p$ и фиксированном значении расхода рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр от насоса, скорость движения поршня гидроцилиндра при втягивании штока в k_p раз превышает скорость движения поршня при выдвижении штока. В данном случае установочная мощность гидропривода может быть полностью реализована как при втягивании, так и при выдвижении штока. При $k_p \leq 1$ это возможно только при применении дифференциального включения гидроцилиндра.

Проведенный выше анализ выполнен без учета потерь энергии в гидроприводе, что позволило значительно упростить характер всех выкладок и получить конечный результат в наглядной форме. Учет гидромеханических потерь энергии в гидроприводе, как показывает более детальное исследование [7], не изменяет сути сделанных выводов.

4.3. ВОЗМОЖНОСТЬ ПОЛУЧЕНИЯ ПОТРЕБНОГО СООТНОШЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ВТЯГИВАНИЯ И ВЫДВИЖЕНИЯ ШТОКА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ ВКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРА

Известно, что при неизменной установочной мощности гидропривода повышение рабочего давления до определенного уровня сопровождается уменьшением потребного расхода рабочей жидкости, массы и габаритов привода.

Наибольшее рабочее давление, которое может быть реализовано в гидроприводе поступательного движения с гидродвигателем в виде гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком, при фиксированном значении коэффициента ϕ соответствует случаю, когда диаметр штока имеет значение d_{\min} , минимально допустимое (исходя из расчета штока на прочность и продольную устойчивость) при заданных максимальной силе на штоке, коэффициентах запаса, материале и ходе штока. Коэффициент ϕ характеризует степень различия (дифференциальности) эффективных площадей поршня гидроцилиндра со стороны его поршневой и штоковой полостей,

$$\phi = D^2 / (D^2 - d^2), \quad (4.3.1)$$

где D , d – соответственно внутренний диаметр гильзы и диаметр штока гидроцилиндра.

Минимальное значение \bar{D}_{\min} безразмерного внутреннего диаметра \bar{D} гильзы гидроцилиндра составляет

$$\bar{D}_{\min} = \sqrt{\phi / \phi_1}; \quad (4.3.2)$$

$$\bar{D} = D / d_{\min};$$

$$\phi_1 = \phi - 1. \quad (4.3.3)$$

Обозначим через p_{\max} наибольшее рабочее давление для гидропривода с использованием простой схемы включения гидроцилиндра для выдвижения штока. Поскольку уменьшение диаметра штока ниже d_{\min} недопустимо, то увеличение давления, реализуемого в процессе работы гидропривода, выше p_{\max} при прочих равных условиях возможно при применении гидроцилиндра, имеющего при меньшем внутреннем диаметре D гильзы обязательно большее значение коэффициента ϕ [см. (4.3.1)].

Если гидроцилиндр включается только по простой схеме, то последнее при фиксированном значении расхода рабочей жидкости, подводимой к гидроцилинду, равнозначно усилинию дифференциации скоростей движения его поршня при втягивании и выдвижении штока, что в целом ряде случаев нежелательно. К тому же при определенных условиях увеличение коэффициента ϕ влечет за собой увеличение потребной установочной мощности насоса гидропривода (см. п. 4.2).

При неизменных значениях максимальных сил на штоке гидроцилиндра и увеличении реализуемого в процессе работы гидропривода давления по сравнению с p_{\max} в $1 \leq k_p \leq k_{p\max}$ раз усиления различия скоростей можно избежать при использовании дифференциального включения гидроцилиндра. Отношение скоростей движения поршня гидроцилиндра при втягивании и выдвижении штока при этом может быть уменьшено до $\Phi_{1d\min} < \Phi_{1d} < \phi$ (здесь и далее индексом "д" помечены характеристики гидропривода с применением включения гидроцилиндра по дифференциальной схеме).

Докажем выдвинутые положения. Из условия обеспечения при работе сравниваемых вариантов гидроприводов одинаковых максимальных сил на штоках для случая, когда в процессе работы гидропривода максимальное давление реализуется при втягивании штока гидроцилиндра, имеем

$$\bar{D}_{\min}^2 - 1 = k_p (\bar{D}_d^2 - \bar{d}_d^2) \eta_{n,d} / \eta_n , \quad (4.3.4)$$

где $\bar{d} = d / d_{\min}$; η_n – гидромеханический коэффициент полезного действия (КПД) привода (без учета КПД насоса) при втягивании штока гидроцилиндра (при прямом ходе штока).

Из уравнения (4.3.4), используя выражения (4.3.1)–(4.3.3), получаем:

$$\bar{d}_d = \sqrt{\phi_{1,d} \eta_n / (k_p \phi_1 \eta_{n,d})} ; \quad (4.3.5)$$

$$\bar{D}_d = \bar{d}_d \sqrt{\phi_d / \phi_{1,d}} . \quad (4.3.6)$$

Из выражения (4.3.5) видно, что при увеличении коэффициента k_p при фиксированном значении коэффициента $\phi_{1,d}$ и при уменьшении коэффициента $\phi_{1,d}$ при фиксированном значении коэффициента k_p величина \bar{d}_d уменьшается. Однако диаметр d_d , исходя из расчета штока на прочность и продольную устойчивость, не может быть принят меньше d_{\min} . Отсюда следует, что

$$k_{p,\max} = \phi_{1,d} \eta_n / (\phi_1 \eta_{n,d}); \quad (4.3.7)$$

$$\phi_{1,d,\min} = k_p \phi_1 \eta_{n,d} / \eta_n . \quad (4.3.8)$$

Для случая, когда в процессе работы гидропривода максимальное давление реализуется при выдвижении штока гидроцилиндра, проведя выкладки, аналогичные выполненным выше, получаем:

$$\bar{d}_d = \sqrt{\phi \eta_o / (k_p \phi_1 \eta_{o,d})} ; \quad (4.3.9)$$

$$k_{p,\max} = \phi \eta_o / (\phi_1 \eta_{o,d}), \quad (4.3.10)$$

где η_o – гидромеханический КПД привода (без учета КПД насоса) при выдвижении штока гидроцилиндра (при обратном ходе штока).

Поскольку у гидроцилиндра, включаемого по дифференциальной схеме, с уменьшением коэффициента $\phi_{1,d}$ при прочих равных условиях уменьшается КПД при выдвижении штока, то коэффициент $\phi_{1,d,\min}$ в данном случае определяется допустимым уровнем снижения КПД гидропривода.

Если операции, при выполнении которых реализуются максимальные давления, у сравниваемых вариантов гидроприводов не совпадают, то коэффициенты k_p и $k_{p,\max}$ в выражениях (4.3.4), (4.3.5), (4.3.7)–(4.3.10) представляют собой отношения максимальных давлений, которые реализуются в процессе работы сравниваемых приводов при выполнении одной и той же операции. Искомое увеличение максимального рабочего давления находят при этом с учетом соотношения максимальное давление при втягивании и выдвижении штока гидроцилиндра одного из сравниваемых вариантов приводов.

Зависимости (4.3.7) и (4.3.10) позволяют сделать вывод о том, что применение дифференциальной схемы включения гидроцилиндра дает возможность при фиксированной максимальной силе на штоке поднять (с целью снижения расхода рабочей жидкости и металлоемкости привода) максимальное давление по сравнению со случаем использования для выдвижения штока простой схемы включения гидроцилиндра, сохранив неизменным соотношение скоростей движения поршня гидроцилиндра с односторонним штоком в обе стороны.

4.4. ВЫБОР ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПРИВОДЯЩЕГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ НАСОСА ГИДРОПРИВОДА

Если для привода насоса планируется использовать индивидуальный приводящий двигатель, то выбор последнего выполняют с учетом ожидаемого характера изменения перепада давления на насосе в процессе работы гидропривода, различая с этой точки зрения продолжительный, кратковременный и повторно-кратковременный режимы работы гидропривода.

Для *продолжительного режима* характерна работа насоса гидропривода с практически неизменным давлением в течение длительных интервалов времени, соизмеримых с постоянной времени нагрева двигателя. В этом случае приводящий двигатель насоса следует выбирать по номинальной мощности $N_{\text{ном}}$, определяя ее следующим образом:

$$N_{\text{ном}} = kp_{\text{н}}Q_{\text{н}}/\eta_{\text{н}}, \quad (4.4.1)$$

где $p_{\text{н}}$, $Q_{\text{н}}$, $\eta_{\text{н}}$ – соответственно давление, подача и полный КПД насоса в течение того из длительных интервалов времени его работы с постоянным давлением, для которого отношение $p_{\text{н}}Q_{\text{н}}/\eta_{\text{н}}$ имеет максимальное значение; k – коэффициент запаса.

Кратковременным называют режим работы гидропривода, характеризующийся кратковременным действием пиковых нагрузок и соответствующими перегрузками насоса по давлению при суммарном времени пребывания гидропривода в выключенном состоянии и работы его насоса вхолостую и при малых давлениях, несоизмеримо большем времени работы насоса с перегрузками по давлению. При работе гидропривода в данном режиме в большинстве случаев допустимо производить выбор приводящего двигателя насоса по максимальному врачающему моменту M_{max} , определяемому по формуле

$$M_{\text{max}} = kq_{\text{н}} p_{\text{н,пер}} / (2\pi\eta_{\text{н,г,мех}}), \quad (4.4.2)$$

где $q_{\text{н}}$, $p_{\text{н,пер}}$, $\eta_{\text{н,г,мех}}$ – соответственно рабочий объем, давление и гидромеханический КПД насоса при работе его с перегрузкой.

При *повторно-кратковременном режиме* работы гидропривода чередуются соизмеримые по продолжительности периоды работы насоса с разными уровнями давления. С учетом этого в первом приближении приводящий двигатель насоса выбирают таким образом, чтобы его номинальная мощность $N_{\text{дв,ном}}$ была не меньше средней мощности $N_{\text{ср}}$, потребляемой насосом за некоторый характерный цикл работы гидропривода,

$$N_{\text{ср}} = \frac{k}{t_{\text{н}}} \int_0^{t_{\text{н}}} N_{\text{н}} dt, \quad (4.4.3)$$

где N_h – текущее значение мощности насоса (мощности, потребляемой насосом от приводящего двигателя); t – время; t_u – продолжительность характерного цикла работы гидропривода.

Далее проверяют, выполняется ли условие

$$M_{\text{дв.ном}} \geq M_{\text{экв}}, \quad (4.4.4)$$

где $M_{\text{дв.ном}}$ – номинальный вращающий момент выбранного приводящего двигателя; $M_{\text{экв}}$ – так называемый эквивалентный вращающий момент на валу насоса,

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{t_u} \int_0^{t_u} M_h^2 dt}; \quad (4.4.5)$$

M_h – текущее значение вращающего момента на валу насоса.

Если условие (4.4.4) не выполняется, то в процессе работы гидропривода на рассматриваемом режиме возможен перегрев двигателя. Поэтому в указанном случае необходимо пересмотреть выбор приводящего двигателя насоса, а именно: выбрать двигатель большей мощности, для которого условие (4.4.4) соблюдается.

На практике при вычислении $N_{\text{ср}}$ и $M_{\text{экв}}$ интегралы заменяют суммами конечного количества соответствующих слагаемых, представляя цикл работы гидропривода в виде совокупности ряда этапов, в пределах каждого из которых полезную мощность насоса, его полный КПД и вращающий момент на валу можно считать постоянными.

В качестве примера рассмотрим решение задачи о выборе трехфазного асинхронного двигателя для привода регулируемого аксиально-поршневого насоса с номинальной частотой вращения вала $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, работающего в повторно-кратковременном режиме нагружения. Повторяющийся цикл работы гидропривода, в состав которого входит насос, включает в себя два этапа. Во время первого этапа продолжительностью $t_1 = 21 \text{ с}$ подача насоса составляет $Q_{h1} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, давление насоса $p_{h1} = 8,2 \text{ МПа}$, а его полный КПД $\eta_{h1} = 0,9$. Во время второго этапа продолжительностью $t_2 = 18 \text{ с}$ подача насоса составляет $Q_{h2} = 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, давление насоса $p_{h2} = 21 \text{ МПа}$, а его полный КПД $\eta_{h2} = 0,6$.

Прежде всего определим значения N_{h1} и N_{h2} мощности насоса соответственно на первом и втором этапах повторяющегося цикла работы гидропривода:

$$N_{h1} = p_{h1} Q_{h1} / \eta_{h1} = (8,2 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3}) / 0,9 = 9110 \text{ Вт};$$

$$N_{h2} = p_{h2} Q_{h2} / \eta_{h2} = (21 \cdot 10^6 \cdot 10^{-4}) / 0,6 = 3500 \text{ Вт}.$$

Очевидно, что продолжительность цикла работы гидропривода в рассматриваемом случае равна

$$t_u = t_1 + t_2 = 21 + 18 = 39 \text{ с.}$$

Примем коэффициент запаса k равным 1,1. Тогда средняя мощность $N_{\text{ср}}$, потребляемая насосом за цикл работы гидропривода [см. выражение (4.4.3)], и, соответственно, потребная номинальная мощность электродвигателя составляют

$$N_{\text{ср}} = \frac{k}{t_u} \sum_{i=1}^2 N_{hi} t_i = 1,1(9,11 \cdot 21 + 3,50 \cdot 18)/39 = 7,17 \text{ кВт}.$$

С учетом полученного результата выбираем в качестве приводящего двигателя насоса трехфазный асинхронный электродвигатель типа 4А132М6У3 с синхронной частотой вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и номинальной мощностью $N_{\text{дв.ном}} = 7,5 \text{ кВт}$.

Пренебрегая в пределах рабочего участка механической характеристики двигателя изменением частоты вращения вала двигателя при изменении вращающего момента со противления на его валу, определим номинальный вращающий момент $M_{\text{дв.ном}}$ выбранного приводящего двигателя и значения M_{h1} и M_{h2} вращающего момента на валу насоса соответственно на первом и втором этапах повторяющегося цикла работы гидропривода:

$$M_{\text{дв.ном}} = N_{\text{дв.ном}}/(2\pi n) = 7,5 \cdot 10^3 / (2\pi \cdot 10^3 / 60) = 71,62 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{h1} = N_{h1}/(2\pi n) = 9,11 \cdot 10^3 / (2\pi \cdot 10^3 / 60) = 86,99 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{h2} = N_{h2}/(2\pi n) = 3,50 \cdot 10^3 / (2\pi \cdot 10^3 / 60) = 33,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В соответствии с выражением (4.4.5) находим величину эквивалентного вращающего момента $M_{3\text{кв}}$ на валу насоса:

$$M_{3\text{кв}} = \sqrt{\frac{1}{t_u} \sum_{i=1}^2 M_{hi}^2 t_i} = \sqrt{(86,99^2 \cdot 21 + 33,42^2 \cdot 18) / 39} = 67,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Поскольку условие (4.4.4) выполняется, то выбор асинхронного электродвигателя типа 4А132М6У3 в качестве приводящего двигателя насоса в рассматриваемом случае является приемлемым.

4.5. ВЫБОР ПЛОЩАДИ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ ГИДРОЛИНИЙ

Потери энергии в процессе работы гидропривода, а также его масса и некоторые другие характеристики в значительной степени зависят от площади и формы проходного сечения используемых в приводе гидролиний и других гидравлических устройств.

Трубы и рукава, применяемые в гидроприводе в качестве гидролиний, имеют круглое проходное сечение, площадь которого однозначно определяется их внутренним диаметром. Поэтому задача выбора площади проходного сечения указанных гидролиний тождественна задаче выбора их внутреннего диаметра.

Чем больше при прочих равных условиях внутренний диаметр гидролинии, тем, с одной стороны, меньше гидравлические потери давления в ней, но, с другой стороны,

больше масса, габаритные размеры и ниже жесткость гидролиний, и наоборот. В силу этого выбор значений внутреннего диаметра гидролиний необходимо осуществлять из условия получения минимальных суммарных затрат на изготовление и эксплуатацию гидропривода. Учитывая сложность строгого решения данной задачи, на практике при выборе диаметра гидролиний обычно используют более простые частные критерии.

Так, в простейшем случае при выборе внутреннего диаметра D_b гидролиний исходят из условия обеспечения движения в ней рабочей жидкости со средней скоростью v , не превышающей некоторое максимально допустимое значение v_{max} , рекомендуемое на основании многолетнего опыта проектирования и эксплуатации гидроприводов [1, 5, 6, 15]. В соответствии с указанным подходом

$$D_b \geq 2\sqrt{Q/(\pi v_{max})}, \quad (4.5.1)$$

где Q – расход рабочей жидкости.

Скорость v_{max} регламентируется в зависимости от назначения гидролиний (для всасывающих линий – $v_{max} \leq 1,6$ м/с, для сливных линий – $v_{max} \approx 2$ м/с), а для напорных гидролиний – еще и в зависимости от максимального давления в гидроприводе, определяемого уровнем настройки напорного клапана.

Однако в связи с разницей в протяженности (длине) гидролиний и в вязкости рабочих жидкостей, используемых в различных гидроприводах, рекомендуемые значения v_{max} , рациональные для среднестатистического случая, в определенных ситуациях могут быть весьма далекими от оптимальных. Поэтому более корректным является выбор диаметра гидролиний исходя из условия обеспечения перепада давлений в ее концевых сечениях на уровне, не превышающем установленный [1, 5, 6, 12]. Допустимая величина перепада давления в гидролиниях может быть определена на основании значения КПД гидропривода для характерных режимов его работы, оговоренного в техническом задании на проектирование гидропривода или назначенного непосредственно самим проектировщиком. Потери давления в дренажной гидролинии при максимально возможном расходе утечек должны быть значительно меньше максимально допустимого давлением в дренажной полости того гидравлического устройства, к которому эта гидролиния подключена.

При известных длине L гидролинии и конфигурации фасонных участков в ее пределах, разности давлений $\Delta p_{доп}$ в концевых сечениях, расходе Q и параметрах (плотности ρ и кинематическим коэффициентом вязкости v) рабочей жидкости определение потребного значения внутреннего диаметра D_b гидролинии представляет собой одну из типовых задач гидравлического расчета трубопроводов. При проектировании гидроприводов данную задачу рекомендуется решать следующим образом [1]:

1) в первом приближении с использованием выражения (4.5.1) определяют внутренний диаметр D_b гидролинии исходя из условия обеспечения движения в ней рабочей жидкости со средней скоростью v , не превышающей рекомендуемое для гидролиний данного назначения максимально допустимое значение v_{max} . Полученное значение диаметра округляют до ближайшего большего стандартизированного значения по ГОСТ 16516–80;

2) вычисляют значение числа Рейнольдса: $Re = 4Q/(\pi D_b v)$ – для потока жидкости в гидролинии и на основании его устанавливают зону гидравлического сопротивления и значение коэффициента гидравлического трения λ ;

3) рассчитывают потери давления $p_{пот.дл}$ по длине гидролинии;

- 4) находят коэффициенты $\zeta_{m,k}$ местных гидравлических сопротивлений;
- 5) вычисляют местные потери давления $p_{\text{пот.м}}$ в пределах гидролинии;
- 6) при необходимости определяют инерционный перепад давления $p_{\text{ин}}$ для потока рабочей жидкости на участке между начальным и конечным сечениями гидролинии для случая характерного неустановившегося режима работы гидропривода;
- 7) находят фактическую разность давлений $\Delta p_{\text{гл}} = p_{\text{пот.дл}} + p_{\text{пот.м}} + p_{\text{ин}}$ в концевых сечениях гидролинии и сравнивают ее с допустимым значением $\Delta p_{\text{доп}}$. При существенном расхождении указанных величин значение внутреннего диаметра D_b гидролинии соответствующим образом корректируют (если $\Delta p_{\text{гл}} > \Delta p_{\text{доп}}$, то диаметр увеличивают, в противном случае – уменьшают) и расчеты повторяют при новом значении диаметра. При удовлетворительном совпадении значений $\Delta p_{\text{гл}}$ и $\Delta p_{\text{доп}}$ переходят к выбору материала и типа труб и рукавов.

Выбор материала и типа труб и рукавов производят в зависимости от принятого максимального давления в гидроприводе, ожидаемого характера пульсаций давления в процессе работы привода, температуры и агрессивности рабочей жидкости и внешней среды, предполагаемого вида соединений, условий гибки и монтажа, требований к массе и стоимости труб и рукавов.

В процессе прочностного расчета трубы, целью которого является определение минимально допустимой толщины δ_{\min} ее стенки при принятом значении коэффициента запаса по прочности, используется значение внутреннего диаметра D_b трубы, полученное в результате гидравлического расчета. После определения δ_{\min} в соответствии с сортаментом выпускаемых труб выбирается стандартная труба, имеющая толщину стенки δ и наружный диаметр D_n , близайшие к расчетным значениям соответственно δ_{\min} и $D_b + 2\delta_{\min}$.

После выбора конкретных труб и рукавов гидравлический расчет повторяют с целью уточнения фактической разности давлений $\Delta p_{\text{гл}}$ в концевых сечениях гидролинии. Для труб дополнительно проводят расчет фактических напряжений в материале их стенки при максимальном давлении рабочей жидкости. Если при выбранных диаметрах труб и рукавов их масса оказывается неприемлемо большой, то принятые ранее решения корректируют (например, изменяют выбор материала труб, снижают требования к допустимой величине потерь давления в гидролиниях и т.п.).

Зависимость потерь давления по длине $p_{\text{пот.дл}}$ в прямолинейной гидролинии постоянного круглого сечения от ее внутреннего диаметра D_b при прочих равных условиях имеет ярко выраженный гиперболический характер

$$p_{\text{пот.дл}} = 8\lambda\rho LQ^2/(\pi^2 D_b^5). \quad (4.5.2)$$

На графике зависимости $p_{\text{пот.дл}} = p_{\text{пот.дл}}(D_b)$ можно выделить два характерных участка: на первом участке, который соответствует значениям диаметра D_b гидролинии, меньшим некоторого граничного значения $D_{b,r}$, незначительные изменения диаметра D_b в сторону его увеличения приводят к ощутимому уменьшению потерь давления $p_{\text{пот.дл}}$, на втором участке, соответствующем значениям диаметра D_b гидролинии, большим величины $D_{b,r}$, увеличение диаметра сопровождается незначительным уменьшением потерь давления (рис. 4.5.1).

Другими словами, упомянутым участкам зависимости $p_{\text{пот.дл}} = p_{\text{пот.дл}}(D_b)$ соответствуют существенно отличающиеся в среднем по абсолютной величине значения произ-

водной $dp_{\text{пот.дл}}/dD_b$. В силу отмеченного обстоятельства увеличение диаметра D_b гидролинии сверх значения $D_{b,r}$ является малоэффективным с точки зрения уменьшения потерь давления (но влечет за собой увеличение ее массы).

При выборе диаметра гидролинии, исходя из условия обеспечения потерь давления в ней на уровне, не превышающем заданный, расчетное значение D_b может оказаться больше соответствующего значения $D_{b,r}$. В этом случае, очевидно, имеет смысл принять $D_b = D_{b,r}$, пойдя на незначительное увеличение потерь давления в гидролинии по сравнению с их первоначально установленной величиной, но получив более ощутимый выигрыш в массе гидролинии.

В связи с вышеизложенным имеются предложения при выборе диаметра гидролиний исходить из приведенных к безразмерному виду значений производных:

$$k_d dp_{\text{пот.дл}}/dD_b = -40k_d \lambda \rho L Q^2 / (\pi^2 D_b^6) -$$

для сливных гидролиний;

$$k_\eta d\eta_{\text{гл}}/dD_b = 40k_\eta \lambda \rho L Q^2 / (\pi^2 p_{n,c} D_b^6) - \text{для напорных гидролиний,}$$

где k_d , k_η – масштабные коэффициенты; $\eta_{\text{гл}}$ – гидравлический КПД гидролинии, $\eta_{\text{гл}} = 1 - p_{\text{пот.дл}}/p_{n,c}$; $p_{n,c}$ – давление рабочей жидкости в начальном сечении гидролинии.

При применении данного подхода потребное значение диаметра гидролинии находят с использованием выражений:

$$D_b = [40k_d \lambda \rho L Q^2 / (\pi^2 K_d)]^{1/6} - \text{для сливных гидролиний;}$$

$$D_b = [40k_\eta \lambda \rho L Q^2 / (\pi^2 p_{n,c} K_\eta)]^{1/6} - \text{для напорных гидролиний,}$$

где K_d , K_η – рекомендуемые значения величин соответственно $-k_d dp_{\text{пот.дл}}/dD_b$ и $k_\eta d\eta_{\text{гл}}/dD_b$ (из условия получения $D_b = D_{b,r}$).

Однако выделение двух вышеупомянутых участков на графике зависимости $p_{\text{пот.дл}} = p_{\text{пот.дл}}(D_b)$ является достаточно условным и четкой границы между ними нет. Поэтому выбор значений K_d и K_η не имеет строгого обоснования.

Задача выбора диаметра гидролинии может быть однозначно решена как оптимизационная в рамках чисто энергетического расчета, если наряду с потерями механической энергии на совершение работы против сил вязкого трения при движении жидкости по гидролинии и затратами энергии на разгон жидкости учитывать и затраты энергии на сжатие жидкости.

Пусть, например, рабочая полость плунжерного гидроцилиндра Ц соединена с напорным каналом объемного насоса Н посредством гидролинии постоянного круглого сечения, имеющей длину L (рис. 4.5.2). Подача насоса Н составляет Q . Эффективная площадь плунжера гидроцилиндра Ц равна A_n . Внешняя нагрузка на плунжере гидроци-

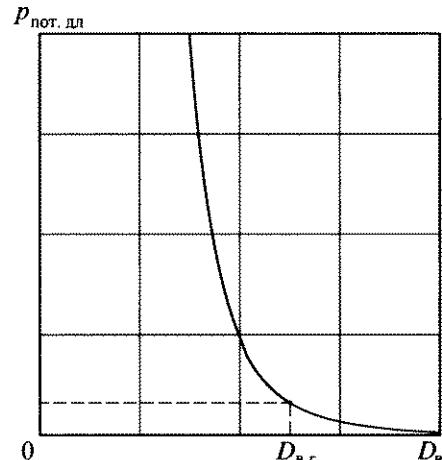


Рис. 4.5.1. График зависимости потерь давления по длине $p_{\text{пот.дл}}$ в прямолинейной гидролинии постоянного круглого сечения от ее внутреннего диаметра D_b



Рис. 4.5.2. Расчетная схема гидропривода к решению задачи о выборе внутреннего диаметра напорной гидролинии

линдра такова, что для ее преодоления при установившемся движении плунжера со скоростью, определяемой подачей насоса H , давление в рабочей полости гидроцилиндра должно быть равно p . Параметры (плотность ρ , модуль объемной упругости E и кинематическим коэффициентом вязкости ν) рабочей жидкости известны.

Определим значение $D_{\text{вн}}$ внутреннего диаметра D_b гидролинии, при котором суммарные затраты механической энергии, связанные с процессами, происходящими в гидролинии, при перемещении плунжера гидроцилиндра Ц на расстояние z после начала работы насоса H будут при прочих равных условиях минимальными.

При решении данной задачи пренебрежем возможными утечками рабочей жидкости в гидроцилиндре Ц , зависимостью модуля объемной упругости жидкости от давления и податливостью стенок гидроцилиндра и гидролинии и воспользуемся Г-образной расчетной схемой гидролинии (см. п. 2.4), присоединив гипотетический упругий элемент со стороны конца гидролинии, примыкающего к рабочей полости гидроцилиндра.

Потери механической энергии $\Delta\mathcal{E}_{\text{тр}}$, обусловленные совершением работы против сил вязкого трения при движении жидкости по гидролинии, за время перемещения плунжера гидроцилиндра Ц на расстояние z в первом приближении могут быть определены как произведение потерь давления по длине гидролинии $p_{\text{пот.дл}}$ при установившемся движении по ней жидкости при расходе Q [см. выражение (4.5.2)] на объем V жидкости, поступившей за это время по гидролинии в рабочую полость гидроцилиндра ($V = zA_n$),

$$\Delta\mathcal{E}_{\text{тр}} = p_{\text{пот.дл}}V = 8\lambda\rho L Q^2 z A_n / (\pi^2 D_b^5).$$

Затраты энергии $\Delta\mathcal{E}_p$ на разгон рабочей жидкости в гидролинии до скорости v , соответствующей установившемуся движению жидкости по гидролинии при расходе Q [$v = 4Q/(\pi D_b^2)$], равны кинетической энергии жидкости, находящейся в гидролинии,

$$\Delta\mathcal{E}_p = m v^2 / 2 = 2\rho L Q^2 / (\pi D_b^2),$$

где m — масса рабочей жидкости в гидролинии, $m = \rho L \pi D_b^2 / 4$.

Затраты энергии $\Delta\mathcal{E}_{\text{сж}}$ на сжатие рабочей жидкости в гидролинии, обусловленное увеличением ее давления на величину p , составляют

$$\Delta\mathcal{E}_{\text{сж}} = \int_0^p L \pi D_b^2 p / (4E) dp = L \pi D_b^2 p^2 / (8E).$$

Суммарные затраты механической энергии $\Delta\mathcal{E}$, связанные с процессами, происходящими в гидролинии в течение рассматриваемого отрезка времени, равны

$$\Delta\mathcal{E} = \Delta\mathcal{E}_{\text{тр}} + \Delta\mathcal{E}_p + \Delta\mathcal{E}_{\text{сж}}$$

или

$$\Delta \mathcal{E} = C_{\text{тр}} / D_b^5 + C_p / D_b^2 + C_{\text{сж}} D_b^2,$$

где

$$C_{\text{тр}} = 8\lambda\rho LQ^2 z A_b / \pi^2; \quad C_p = 2\rho LQ^2 / \pi; \quad C_{\text{сж}} = L\pi p^2 / (8E).$$

Приравняв производную $d\Delta\mathcal{E}/dD_b$ к нулю, получаем следующее алгебраическое уравнение относительно значения D_b , внутреннего диаметра D_b гидролинии, при котором затраты механической энергии $\Delta\mathcal{E}$ при прочих равных условиях являются минимальными,

$$2C_{\text{сж}} D_b^7 - 2C_p D_b^3 - 5C_{\text{тр}} = 0.$$

Данное уравнение легко решается с использованием численных методов.

4.6. РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ ПРИ ВКЛЮЧЕНИИ НАСОСНОГО ГИДРОПРИВОДА БЕЗ УПРАВЛЕНИЯ

Непосредственно вслед за включением гидропривода происходит изменение скорости движения его выходного звена (выходного звена используемого в приводе гидродвигателя) от нулевого до некоторого установившегося значения, т.е. происходит разгон выходного звена. На начальном этапе разгона выходного звена насосного гидропривода без управления подача насоса превышает расход жидкости, связанный с движением указанного звена, вследствие чего в напорной гидролинии привода происходит повышение давления.

Если выходное звено гидропривода соединено с инерционным объектом, что является достаточно распространенным на практике случаем, то повышение давления в напорной гидролинии привода может быть весьма значительным, существенно превосходя не только давление, соответствующее при прочих равных условиях движению выходного звена гидропривода с установившейся скоростью, но и давление настройки предохранительного клапана гидропривода, т.е. максимально допустимый уровень давления в гидроприводе. Последнее связано с тем, что в силу кратковременности чрезмерного повышения давления, обусловленного включением гидропривода, сверх давления открытия проходного сечения предохранительного клапана, данный клапан, обладая вполне определенными динамическими характеристиками, не всегда успевает сработать и тем самым защитить гидропривод и приводимый в движение объект (рабочее оборудование, механизм и т.п.) от перегрузок. В результате снижается долговечность как элементов гидропривода, так и приводимого посредством гидропривода объекта.

Целью рассматриваемых ниже математических выкладок является получение выражения для определения максимального давления в напорной линии насосного гидропривода без управления в процессе обусловленного включением гидропривода разгона его выходного звена и выявление условий, при выполнении которых указанное давление при прочих равных условиях не будет превосходить некоторое наперед заданное максимально допустимое значение.

Математические выкладки выполним для гидропривода вращательного движения (рис. 4.6.1), выходным звеном которого является вал гидромотора M , полагая, что во время исследуемого переходного процесса, связанного с включением гидропривода,



Рис. 4.6.1. Расчетная схема насосного гидропривода (с разомкнутым потоком) вращательного движения без управления

предохранительный клапан гидропривода не вступает в работу, а угловая скорость вращения вала насоса H является постоянной (Шабанов В.М., Перельмитер В.И. Разгон рабочих органов сельскохозяйственных машин, приводимых в действие гидроприводом от трактора // Тракторы и сельхозмашины. 1964. № 10).

В общем случае уравнение движения вала гидромотора может быть представлено следующим образом (см. п. 2.7):

$$Jd\omega/dt + \omega^2/2\partial J/\partial\phi = M_d - M_c,$$

где J – приведенный к валу гидромотора момент инерции всех движущихся вместе с валом элементов собственно гидромотора и приводимого с помощью гидропривода объекта, а также жидкости в напорной и сливной гидролиниях привода; ω – угловая скорость вращения вала гидромотора, $\omega = d\phi/dt$; ϕ – угол поворота вала гидромотора; t – время; M_d – движущий вращающий момент; M_c – вращающий момент сил сопротивления.

Ограничимся рассмотрением случая, когда в вышеприведенном уравнении составляющая, обусловленная зависимостью приведенного момента инерции J от угла поворота ϕ вала гидромотора, равна нулю (поскольку $J = \text{const}$) или пренебрежимо мала с точки зрения влияния на конечные результаты решаемой задачи и ее можно не учитывать. При этом уравнение движения вала гидромотора приобретает вид

$$Jd\omega/dt = M_d - M_c. \quad (4.6.1)$$

Дополнительно следует отметить, что в период разгона вала гидромотора до момента времени, когда давление в напорной гидролинии достигает своего максимального значения, угловая скорость вращения вала гидромотора остается меньше установившейся скорости, определяемой подачей насоса, и угол поворота вала гидромотора с момента прихода его во вращение, как правило, оказывается незначительным. Поэтому при проведении последующих выкладок, несмотря на возможную зависимость приведенного момента инерции J от угла поворота ϕ вала гидромотора, будем рассматривать величину J как постоянную.

Далее будем также считать, что величина вращающего момента M_c сил сопротивления во время исследуемого переходного процесса не изменяется.

В нашем случае движущий момент M_d представляет собой вращающий момент гидромотора.

Полагая, что давление в гидробаке B привода равно атмосферному, и пренебрегая потерями давления на участках гидропривода между насосом и гидромотором и между гидромотором и гидробаком ввиду их ожидаемой малости по отношению к другим составляющим, определяющим давление в напорной гидролинии привода в период разгона вала гидромотора, имеем $p_{tm} = p$ и соответственно

$$M_d = q_{tm}p \eta_{tm}^{rm} / (2\pi), \quad (4.6.2)$$

где p – давление в напорной гидролинии привода; $q_{\text{тм}}$ – рабочий объем гидромотора; $p_{\text{тм}}$ – перепад давлений на гидромоторе; $\eta_{\text{тм}}^{\text{ГМ}}$ – гидромеханический коэффициент полезного действия (КПД) гидромотора.

Экспериментальная зависимость гидромеханического КПД гидромотора от давления (рис. 4.6.2) хорошо аппроксимируется выражением

$$\eta_{\text{тм}}^{\text{ГМ}} = a - b/p, \quad (4.6.3)$$

где a, b – коэффициенты аппроксимации (см. рис. 4.6.2).

С учетом выражения (4.6.2) и (4.6.3) уравнение (4.6.1) принимает вид

$$p = p_0 + Gd\omega/dt, \quad (4.6.4)$$

где p_0 – давление в напорной линии гидропривода при установившемся вращении вала гидромотора, соответствующее врачающему моменту сил сопротивления, равному M_c ,

$$p_0 = (b + 2\pi M_c/q_{\text{тм}})/a;$$

G – коэффициент пропорциональности,

$$G = 2\pi J/(q_{\text{тм}}a).$$

Уравнение неразрывности для потока рабочей жидкости в напорной линии гидропривода (в предположении, что утечки и перетечки жидкости происходят только в насосе и гидромоторе) может быть представлено следующим образом:

$$q_n \omega_n \eta_n^{\text{об}} / (2\pi) = q_{\text{тм}} \omega / \left(2\pi \eta_{\text{тм}}^{\text{об}}\right) + k_{\text{упр}} dp/dt, \quad (4.6.5)$$

где q_n – рабочий объем насоса; ω_n – угловая скорость вращения вала насоса; $\eta_n^{\text{об}}$, $\eta_{\text{тм}}^{\text{об}}$ – значения объемных КПД соответственно насоса и гидромотора; $k_{\text{упр}}$ – приведенный коэффициент упругости участка гидропривода между насосом и гидромотором, включая напорные рабочие камеры последних с находящейся в них жидкостью.

Зависимости объемных КПД насоса и гидромотора от давления с достаточной степенью точности аппроксимируются выражениями:

$$\eta_n^{\text{об}} = \eta_{n0}^{\text{об}} - k_n p; \quad (4.6.6)$$

$$\eta_{\text{тм}}^{\text{об}} = \eta_{\text{тм}0}^{\text{об}} - k_{\text{тм}} p, \quad (4.6.7)$$

где $\eta_{n0}^{\text{об}}$, $\eta_{\text{тм}0}^{\text{об}}$ – значения объемных КПД соответственно насоса и гидромотора при работе их с нулевым избыточным давлением; $k_n, k_{\text{тм}}$ – коэффициенты пропорциональности уменьшения значений объемных КПД соответственно насоса и гидромотора величине избыточного давления в их напорном канале.

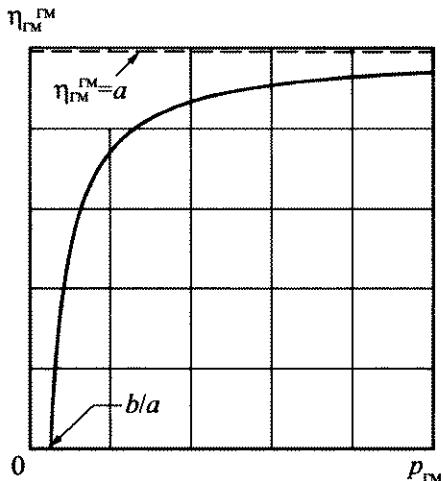


Рис. 4.6.2. Зависимость гидромеханического коэффициента полезного действия $\eta_{\text{тм}}^{\text{ГМ}}$ гидромотора от перепада давлений $p_{\text{тм}}$ на нем

Используя выражения (4.6.6) и (4.6.7), на основании уравнения (4.6.5) получаем:

$$\omega = q_n \omega_n (\eta_{n0}^{ob} - k_n p) (\eta_{gm0}^{ob} - k_{gm} p) / q_{gm} - 2\pi k_{yupr} (\eta_{gm0}^{ob} - k_{gm} p) / q_{gm} dp/dt. \quad (4.6.8)$$

Уравнение (4.6.8) является нелинейным. Для упрощения последующих выкладок преобразуем его в линейное уравнение, пренебрегая членами второго порядка малости (с учетом того, что $k_n p < \eta_{n0}^{ob}$ и $k_{gm} p < \eta_{gm0}^{ob}$):

$$\omega = q_n \omega_n [\eta_{n0}^{ob} \eta_{gm0}^{ob} - (k_n \eta_{gm0}^{ob} + k_{gm} \eta_{n0}^{ob}) p] / q_{gm} - 2\pi k_{yupr} \eta_{gm0}^{ob} / q_{gm} dp/dt \quad (4.6.9)$$

Поскольку данное преобразование по сути равносильно завышению объемных КПД насоса и гидромотора по сравнению с их фактическими значениями, то оно при прочих равных условиях влечет за собой получение в результате проводимых математических выкладок завышенного значения максимального давления в напорной линии гидропривода в процессе разгона вала гидромотора, что вполне приемлемо.

В соответствии с уравнением (4.6.9)

$$d\omega/dt = -Rdp/dt - Ld^2p/dt^2, \quad (4.6.10)$$

где $R = q_n \omega_n (k_n \eta_{gm0}^{ob} + k_{gm} \eta_{n0}^{ob}) / q_{gm}$; $L = 2\pi k_{yupr} \eta_{gm0}^{ob} / q_{gm}$.

Подставив полученное выражение для углового ускорения вращения $d\omega/dt$ вала гидромотора в уравнение (4.6.4), приходим к следующему линейному неоднородному дифференциальному уравнению относительно давления p в напорной гидролинии привода:

$$d^2p/dt^2 + R/Ldp/dt + p/(GL) = p_0/(GL). \quad (4.6.11)$$

Общее решение уравнения (4.6.11) складывается из частного решения данного уравнения при $p_0 = p_0$ и общего решения соответствующего ему линейного однородного дифференциального уравнения

$$d^2p/dt^2 + R/Ldp/dt + p/(GL) = 0. \quad (4.6.12)$$

Будем искать решение уравнения (4.6.12) в виде $p = \exp(\lambda t)$. При этом значение коэффициента λ должно удовлетворять характеристическому уравнению

$$\lambda^2 + R/L\lambda + 1/(GL) = 0. \quad (4.6.13)$$

В результате решения уравнения (4.6.13) получаем

$$\lambda_{1,2} = -R/(2L) \pm \sqrt{[R/(2L)]^2 - 1/(GL)}. \quad (4.6.14)$$

При реальных значениях параметров гидроприводов, как правило, имеет место соотношение $[R/(2L)]^2 \ll 1/(GL)$, и, таким образом, корни λ_1 и λ_2 характеристического уравнения (4.6.13) являются комплексными.

При этом общее действительное решение уравнения (4.6.11) может быть представлено следующим образом:

$$p = p_0 + \exp[-Rt/(2L)](C_1 \cos \chi t + C_2 \sin \chi t), \quad (4.6.15)$$

где $\chi^2 = 1/(GL) - [R/(2L)]^2$.

Далее, пренебрегая величиной $[R/(2L)]^2$ по сравнению с величиной $1/(GL)$, будем считать $\chi^2 \approx 1/(GL)$.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 , фигурирующие в выражении (4.6.15), определим исходя из начальных условий: $p = p_0$ и $\omega = 0$ при $t = 0$.

Подставив $t = 0$ и $p = p_0$ в выражение (4.6.15), получаем, что $C_1 = 0$ и, следовательно,

$$p = p_0 + \exp[-Rt/(2L)]C_2 \sin \chi t. \quad (4.6.16)$$

На основании уравнения (4.6.9) с учетом выражения (4.6.16) при $t = 0$ (и, соответственно, $\omega = 0$) имеем:

$$0 = q_n \omega_n [\eta_{n0}^{ob} \eta_{rm0}^{ob} - (k_n \eta_{rm0}^{ob} + k_{rm} \eta_{n0}^{ob})p_0]/q_{rm} - (2\pi k_{yup} \eta_{rm0}^{ob}/q_{rm})C_2 \exp(0) \times [-R/(2L)\sin 0 + \chi \cos 0],$$

откуда

$$C_2 = \omega_{yst} \sqrt{J/(ak_{yup} \eta_{rm0}^{ob})},$$

$$\text{где } \omega_{yst} = q_n \omega [\eta_{n0}^{ob} \eta_{rm0}^{ob} - (k_n \eta_{rm0}^{ob} + k_{rm} \eta_{n0}^{ob})p_0]/q_{rm}.$$

Согласно выражению (4.6.16) давление p в напорной гидролинии рассматриваемого насосного гидропривода непосредственно после его включения изменяется по закону затухающих гармонических колебаний. При этом чем больше значение коэффициента $R/(2L)$, т.е. чем больше при прочих равных условиях коэффициенты k_n и k_{rm} , характеризующие рост утечек рабочей жидкости с увеличением давления, и чем меньше значение коэффициента упругости k_{yup} , тем быстрее происходит затухание колебаний. Начальная амплитуда колебаний давления определяется величиной C_2 и, очевидно, тем больше, чем больше угловая скорость ω_{yst} вращения вала гидромотора при установленном движении и приведенный к валу гидромотора момент инерции J и чем меньше величина коэффициента упругости k_{yup} .

Приравняв производную dp/dt к нулю, получаем следующее выражение для вычисления момента времени t_m , в который давление p в напорной гидролинии привода достигает своего максимального значения p_{max} :

$$t_m = \chi^{-1} \operatorname{arctg}(2L\chi/R). \quad (4.6.17)$$

Величина t_m , как правило, настолько мала, что при $t = t_m$ значение убывающего со временем множителя $\exp[-Rt/(2L)]$ в выражении (4.6.16) практически не отличается от единицы. Поэтому в первом приближении можно считать, что максимальное значение давления имеет место в тот же момент времени, когда в первый раз принимает макси-

мальное значение тригонометрическая функция $\sin\chi t$. В соответствии с этим $t_m \approx \pi/(2\chi)$.

Подставив $t = t_m$ в выражение (4.6.16), получаем

$$p_{\max} = p_0 + \exp[-Rt_m/(2L)]C_2 \sin\chi t_m. \quad (4.6.18)$$

Если рассчитанное с использованием формулы (4.6.18) значение p_{\max} является недопустимо большим, то необходимо изменить параметры или структуру гидропривода.

С учетом вышеизложенного, наиболее доступным способом снижения максимального давления в напорной линии насосного гидропривода без управления в процессе обусловленного включением гидропривода разгона его выходного звена является увеличение значения коэффициента упругости $k_{\text{упр}}$ участка между насосом и гидродвигателем путем введения в напорную гидролинию привода дополнительного упругого элемента в виде, например пружинного или пневмогидравлического аккумулятора.

Задавшись максимально допустимым значением давления $p_{\text{доп}}$ в напорной гидролинии привода во время рассматриваемого переходного процесса и приняв в выражении (4.6.18) $p_{\max} = p_{\text{доп}}$, при прочих равных условиях получаем трансцендентное уравнение относительно потребного значения коэффициента упругости $k_{\text{упр.потр}}$ участка гидропривода между насосом и гидромотором.

С учетом того положения, что величины $\exp[-Rt_m/(2L)]$ и $\sin\chi t_m$, как уже отмечалось ранее, близки к единице, указанное трансцендентное уравнение преобразуется в следующую упрощенную зависимость для определения значения $k_{\text{упр.потр}}$:

$$k_{\text{упр.потр}} \approx \{q_u \omega_u [\eta_{n0}^{\text{об}} \eta_{\text{гм0}}^{\text{об}} - (k_u \eta_{\text{гм0}}^{\text{об}} + k_{\text{гм}} \eta_{n0}^{\text{об}}) p_0] / [q_{\text{гм}}(p_{\text{доп}} - p_0)]\}^2 J / (a \eta_{\text{гм0}}^{\text{об}}). \quad (4.6.19)$$

Для того чтобы в процессе разгона выходного звена гидропривода давление p в напорной гидролинии привода не превысило наперед заданное максимально допустимое значение $p_{\text{доп}}$, значение коэффициента упругости $k_{\text{упр.ак}}$ аккумулятора, вводимого в гидропривод в качестве дополнительного упругого элемента, очевидно, должно удовлетворять условию

$$k_{\text{упр.ак}} \geq k_{\text{упр.потр}} - k_{\text{упр.}}. \quad (4.6.20)$$

В соответствии с физической сущностью понятия "коэффициент упругости" среднее значение коэффициента упругости гидроаккумулятора при изменении давления в его жидкостной полости от значения p_0 до значения $p_{\text{доп}}$ определяется по выражению

$$k_{\text{упр.ак}} = \Delta V / (p_{\text{доп}} - p_0), \quad (4.6.21)$$

где ΔV – изменение объема жидкостной полости гидроаккумулятора, обусловленное изменением давления в ней от значения p_0 до значения $p_{\text{доп}}$.

Для пружинного гидроаккумулятора при пренебрежении трением между его поршнем и корпусом, а также инерционностью поршня и движущейся вместе с ним жидкости, перемещение Δx поршня при изменении давления в диапазоне от p_0 до $p_{\text{доп}}$ составляет

$$\Delta x = A_n(p_{\text{доп}} - p_0)/c, \quad (4.6.22)$$

где A_n , c – соответственно эффективная площадь поршня и коэффициент жесткости пружины гидроаккумулятора.

Тогда

$$\Delta V = A_n \Delta x = A_n^2 (p_{\text{доп}} - p_0)/c. \quad (4.6.23)$$

На основании выражений (4.6.21) и (4.6.23) получаем следующую формулу для определения потребного коэффициента жесткости пружины гидроаккумулятора:

$$c = A_n^2 / k_{\text{упр.ак}}. \quad (4.6.24)$$

Для пневмогидравлического аккумулятора объемы его газовой полости V_{r0} при избыточном давлении p_0 и V_r при избыточном давлении $p_{\text{доп}}$ в соответствии с уравнением политропного процесса связаны соотношением

$$(p_{\text{доп}} + p_{\text{атм}}) V_r^n = (p_0 + p_{\text{атм}}) V_{r0}^n, \quad (4.6.25)$$

где $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление; n – показатель политропы.

При этом

$$\Delta V = V_{r0} - V_r = V_{r0} \left\{ 1 - [(p_0 + p_{\text{атм}})/(p_{\text{доп}} + p_{\text{атм}})]^{1/n} \right\}. \quad (4.6.26)$$

Используя совместно выражения (4.6.21) и (4.6.26), приходим к следующей формуле для определения объема V_{r0} газовой полости пневмогидравлического аккумулятора при избыточном давлении p_0 , потребного исходя из использования аккумулятора в качестве упругого элемента,

$$V_{r0} = k_{\text{упр.ак}} (p_{\text{доп}} - p_0) / \left\{ 1 - [(p_0 + p_{\text{атм}})/(p_{\text{доп}} + p_{\text{атм}})]^{1/n} \right\}. \quad (4.6.27)$$

Следует отметить, что гидроаккумулятор для выполнения возлагаемых на него функций упругого элемента, обеспечивающего снижение максимального давления в напорной линии насосного гидропривода в процессе обусловленного включением гидропривода разгона его выходного звена, должен обладать вполне определенными динамическими характеристиками (см. п. 4.12).

4.7. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПОСЛЕ ЗАПИРАНИЯ ЕГО РАБОЧИХ ПОЛОСТЕЙ

После запирания рабочих полостей гидродвигателя (например, посредством золотника направляющего гидрораспределителя) выходное звено гидродвигателя, если оно перед этим находилось в движении, тормозится.

Если бы рабочая жидкость была несжимаемой, все элементы гидродвигателя, его крепления к неподвижному основанию и присоединенных к полостям гидродвигателя гидравлических устройств (в частности, гидролиний) были бы абсолютно жесткими, а утечки и перетечки жидкости в гидродвигателе, присоединенных к его полостям гидравлических устройствах и запирающей гидроаппаратуре отсутствовали бы, то после запирания полостей гидродвигателя его выходное звено сразу же останавливалось бы. При этом мгновенное ускорение выходного звена по абсолютной величине равнялось

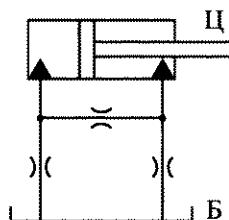


Рис. 4.7.1. Расчетная схема гидропривода поступательного движения для проведения моделирования процесса торможения выходного звена гидроцилиндра после запирания его полостей

гию давления жидкости и упругих деформаций элементов гидропривода и механических передач, испытывающих динамическое нагружение в процессе торможения выходного звена.

На данном этапе торможения выходного звена гидродвигателя давление жидкости в его бывшей сливной полости увеличивается, а в бывшей напорной полости уменьшается.

После снижения скорости движения выходного звена гидродвигателя в исходном направлении до нуля данное звено при величине сил сухого трения, приведенных к нему, меньшей некоторого порогового значения, за счет потенциальной энергии приходит в движение в противоположном направлении при одновременном уменьшении давления жидкости в бывшей сливной полости гидродвигателя и увеличении давления жидкости в бывшей напорной полости, сначала разгоняясь в этом направлении (при этом накопленная потенциальная энергия частично переходит в кинетическую), а потом вновь тормозясь (при этом кинетическая энергия частично снова переходит в потенциальную) и т.д.

Другими словами, в общем случае движение выходного звена гидродвигателя после запирания его полостей имеет характер затухающих колебаний. Интенсивность затухания колебаний и их количество до полной остановки выходного звена гидродвигателя при прочих равных условиях, очевидно, зависят от величины сил сухого и вязкого трения, приведенных к указанному звену. Следует иметь в виду, что в процессе этих колебаний возможно снижение давления в полостях гидродвигателя и присоединенных к ним гидролиниях до уровня давления насыщенного пара рабочей жидкости.

Рассмотрим расчет процесса торможения выходного звена гидродвигателя после запирания его полостей на примере гидропривода поступательного движения, т.е. когда гидродвигателем является гидроцилиндр. Пусть в гидроприводе используется поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия с различными значениями эффективных площадей поршня со стороны разных рабочих полостей, при этом выходным звеном гидроцилиндра является его шток, а корпус гидроцилиндра жестко связан с неподвижным основанием.

В предположении, что к полостям гидроцилиндра и присоединенным к ним гидролиниям не подключены предохранительные клапаны или, будучи подключенными, эти клапаны во время исследуемого переходного процесса, связанного с запиранием полостей гидроцилиндра, не вступают в работу, расчетную схему гидропривода для проведе-

бы бесконечности, что при его ненулевой массе сопровождалось бы возникновением бесконечно большой динамической нагрузки, воспринимаемой жидкостью, находящейся в бывшей (до запирания полостей) сливной полости гидродвигателя, и передающейся в конечном итоге на неподвижное основание.

Фактически же выходное звено гидродвигателя после запирания полостей гидродвигателя в течение некоторого промежутка времени продолжает двигаться по инерции. При этом скорость его движения уменьшается до нуля, а имевшаяся кинетическая энергия частично расходуется на совершение работы по преодолению сил трения и внешней нагрузки (если нагрузка препятствует движению выходного звена в соответствующем направлении), а частично преобразуется в потенциальную энергию

ния моделирования торможения штока гидроцилиндра после запирания полостей последнего можно представить в виде, показанном на рис. 4.7.1.

При допущении, что в текущий момент времени во всех точках рабочей полости гидроцилиндра и присоединенной к ней гидролинии давление жидкости одинаково и диапазон возможных перемещений штока гидроцилиндра ограничен абсолютно жесткими упорами, в соответствии с принятой расчетной схемой торможение штока гидроцилиндра после запирания его полостей можно описать следующей системой уравнений:

1) уравнения состояния рабочей жидкости в бывшей напорной полости гидроцилиндра

$$k_{\text{упр.пп}} dp_{\text{пп}}/dt = \Delta Q_{\text{пп}} \quad \text{при } p_{\text{пп}} \geq p_{\text{пар}} \quad \text{и} \quad V_{\text{пар.пп}} = 0, \quad (4.7.1)$$

$$p_{\text{пп}} = p_{\text{пар}} \quad \text{при } p_{\text{пп}} < p_{\text{пар}} \quad \text{или} \quad V_{\text{пар.пп}} > 0, \quad (4.7.2)$$

$$\Delta Q_{\text{пп}} = k_{\text{неп}}(p_{\text{сн}} - p_{\text{пп}}) - k_{\text{yt.пп}} p_{\text{пп}} - A_{\text{пп}} dz/dt, \quad (4.7.3)$$

$$V_{\text{пар.пп}} = \begin{cases} \int (-\Delta Q_{\text{пп}}) dt & \text{– от текущего момента времени } t_i, \text{ когда переменная } p_{\text{пп}} \text{ принимает значение, меньшее } p_{\text{пар}}, \text{ до последующего первого момента времени } t_j (t_j > t_i), \text{ когда данный интеграл приобретает неположительное значение;} \\ 0 & \text{– во всех остальных случаях;} \end{cases} \quad (4.7.4)$$

2) уравнения состояния рабочей жидкости в бывшей сливной полости гидроцилиндра

$$k_{\text{упр.сн}} dp_{\text{сн}}/dt = \Delta Q_{\text{сн}} \quad \text{при } p_{\text{сн}} \geq p_{\text{пар}} \quad \text{и} \quad V_{\text{пар.сн}} = 0, \quad (4.7.5)$$

$$p_{\text{сн}} = p_{\text{пар}} \quad \text{при } p_{\text{сн}} < p_{\text{пар}} \quad \text{или} \quad V_{\text{пар.сн}} > 0, \quad (4.7.6)$$

$$\Delta Q_{\text{сн}} = A_{\text{сн}} dz/dt - k_{\text{неп}}(p_{\text{сн}} - p_{\text{пп}}) - k_{\text{yt.сн}} p_{\text{сн}}, \quad (4.7.7)$$

$$V_{\text{пар.пп}} = \begin{cases} \int (-\Delta Q_{\text{пп}}) dt & \text{– от текущего момента времени } t_k, \text{ когда переменная } p_{\text{пп}} \text{ принимает значение, меньшее } p_{\text{пар}}, \text{ до последующего первого момента времени } t_l (t_l > t_k), \text{ когда данный интеграл приобретает неположительное значение;} \\ 0 & \text{– во всех остальных случаях;} \end{cases} \quad (4.7.8)$$

3) уравнения движения штока гидроцилиндра

$$md^2z/dt^2 + (dz/dt)^2(\partial m/\partial z)/2 + R = A_{\text{пп}} p_{\text{пп}} - A_{\text{сн}} p_{\text{сн}} - f_v dz/dt - (\Theta + f_{\text{пп}} p_{\text{пп}} + f_{\text{сн}} p_{\text{сн}})\text{sign}(dz/dt) \quad \text{при } z_{\min} \leq z \leq z_{\max}, \quad (4.7.9)$$

$$z = z_{\min} \quad \text{при} \quad z < z_{\min}, \quad (4.7.10)$$

$$z = z_{\max} \quad \text{при} \quad z > z_{\max}, \quad (4.7.11)$$

где $p_{\text{нп}}$, $p_{\text{сп}}$ – текущие значения избыточного давления рабочей жидкости в бывших (до момента запирания) соответственно напорной и сливной полостях гидроцилиндра; $p_{\text{пар}}$ – давление насыщенного пара рабочей жидкости (по избыточной шкале измерения давления) при текущей температуре; $\Delta Q_{\text{нп}}$, $\Delta Q_{\text{сп}}$ – разность скоростей изменения объема рабочей жидкости и объема занимаемого жидкостью пространства со стороны бывших соответственно напорной и сливной полостей гидроцилиндра; $V_{\text{пар.нп}}$, $V_{\text{пар.сп}}$ – текущие значения объемов паровых каверн со стороны бывших соответственно напорной и сливной полостей гидроцилиндра; t – время; z – текущее значение координаты поршня (штока) гидроцилиндра; z_{\min} , z_{\max} – соответственно минимальное и максимальное возможные значения координаты поршня (штока) гидроцилиндра, определяемые положением жестких упоров; $k_{\text{упр.нп}}$, $k_{\text{ут.нп}}$ – соответственно приведенный коэффициент упругости и коэффициент утечек для участка гидропривода со стороны бывшей напорной полости гидроцилиндра; $k_{\text{упр.сп}}$, $k_{\text{ут.сп}}$ – соответственно приведенный коэффициент упругости и коэффициент утечек для участка гидропривода со стороны бывшей сливной полости гидроцилиндра; $k_{\text{пер}}$ – коэффициент перетечек рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра; $A_{\text{нп}}$, $A_{\text{сп}}$ – эффективные площади поршня гидроцилиндра со стороны его бывших соответственно напорной и сливной полостей; m – приведенная к штоку гидроцилиндра масса всех движущихся вместе со штоком элементов собственно гидроцилиндра и приводимого посредством гидропривода объекта, а также жидкости в полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях; R – сила, действующая на шток гидроцилиндра со стороны объекта управления, за вычетом инерционной составляющей; Θ – постоянная составляющая силы трения в подвижных парах гидроцилиндра; f_v , $f_{\text{нп}}$, $f_{\text{сп}}$ – коэффициенты пропорциональности переменных составляющих силы трения в подвижных парах гидроцилиндра значениям соответственно скорости движения штока гидроцилиндра $v = dz/dt$ и давления рабочей жидкости в бывших напорной и сливной полостях гидроцилиндра.

Решение вышеприведенной системы уравнений аналитическим путем в общем случае невозможно и требует обращения к численным методам.

Наибольший интерес при расчете процесса торможения выходного звена гидродвигателя после запирания его полостей представляет определение максимального смещения выходного звена гидродвигателя (при его последующих колебаниях) относительно того положения, при котором было произведено запирание полостей, и максимального давления в полостях гидродвигателя во время торможения.

Далее ограничимся рассмотрением наиболее часто встречающегося на практике случая, когда максимальное смещение Δz_{\max} штока гидроцилиндра относительно того положения z_0 , при котором произведено запирание полостей гидроцилиндр, а имеет место в момент времени, когда скорость v движения штока впервые принимает нулевое значение после запирания полостей, а наибольшее значение давления $p_{\text{сп,max}}$ в полостях гидроцилиндра в процессе торможения достигается в бывшей сливной полости не позднее вышеуказанного момента времени. При этом если задачей расчета процесса торможения выходного звена гидроцилиндра является определение лишь Δz_{\max} и $p_{\text{сп,max}}$, уравнение (4.7.9) движения штока гидроцилиндра может быть существенно упрощено, поскольку на представляющем интерес отрезке времени значение функции $\text{sign}(dz/dt)$ не изменяется и равно единице.

Решая задачу определения величин Δz_{\max} и $p_{cn,max}$, дополнительно примем следующие допущения: в процессе торможения движение штока гидроцилиндра не ограничивается жесткими упорами ($z_{\min} < z < z_{\max}$); приведенная к штоку гидроцилиндра масса m и сила R являются постоянными величинами; вязкое трение в подвижных парах гидроцилиндра пренебрежимо мало ($f_v \approx 0$); утечки и перетечки жидкости практически отсутствуют ($k_{ut,nn} \approx k_{ut,cn} \approx k_{per} \approx 0$); воздействие жидкости, находящейся в бывшей (до момента запирания полостей) напорной полости гидроцилиндра, не оказывает существенного влияния на закон движения штока на отрезке времени от момента запирания полостей гидроцилиндра до момента, когда в последующем переходном процессе скорость движения штока впервые принимает нулевое значение, и поэтому может не учитываться.

С учетом вышеуказанных допущений, исходя из уравнений (4.7.5), (4.7.7) и (4.7.9), получаем следующие два упрощенных уравнения:

$$k_{up,cn} dp_{cn}/dt = A_{cn} dz/dt; \quad (4.7.12)$$

$$md^2z/dt^2 + R = -(A_{cn} + f_{cn})p_{cn} - \Theta. \quad (4.7.13)$$

Применимость уравнения (4.7.13) ограничивается отрезком времени, в течение которого после запирания полостей гидроцилиндра его шток не изменяет направление движения.

Из уравнения (4.7.12), устанавливающего прямо пропорциональную связь между производными по времени величин p_{cn} и z , следует, что в рассматриваемом случае наибольшее значение давления рабочей жидкости $p_{cn,max}$ в бывшей сливной полости гидроцилиндра соответствует максимальному смещению Δz_{\max} его штока относительно того положения, при котором произведено запирание полостей гидроцилиндра.

Определенный интеграл уравнения (4.7.12) имеет вид:

$$z = z_0 + k_{up,cn} (p_{cn} - p_{cn,0})/A_{cn}, \quad (4.7.14)$$

или

$$\Delta z = k_{up,cn} (p_{cn} - p_{cn,0})/A_{cn}, \quad (4.7.15)$$

где $p_{cn,0}$ – избыточное давление рабочей жидкости в бывшей сливной полости гидроцилиндра в момент запирания полостей последнего (при $z = z_0$); Δz – текущее значение смещения штока гидроцилиндра относительно того положения, при котором произведено запирание его полостей,

$$\Delta z = z - z_0.$$

На основании соотношения (4.7.15) получаем

$$\Delta z_{\max} = k_{up,cn} (p_{cn,max} - p_{cn,0})/A_{cn}. \quad (4.7.16)$$

Принимая во внимание то обстоятельство, что величина dz/dt представляет собой скорость движения v штока гидроцилиндра:

$$v = dz/dt, \quad (4.7.17)$$

и произведя в соответствии с выражением (4.7.17) в уравнениях (4.7.12) и (4.7.13) замены переменных, после исключения из указанных уравнений независимой переменной t

приходим к следующему дифференциальному уравнению с разделяющимися переменными:

$$A_{cn} mv dv / (k_{ypr, cn} dp_{cn}) = - (A_{cn} + f_{cn}) p_{cn} - (R + \Theta). \quad (4.7.18)$$

В результате решения уравнения (4.7.18) находим:

$$p_{cn} = -U + \sqrt{(U + p_{cn0})^2 + W(v_0^2 - v^2)}, \quad (4.7.19)$$

где $U = (R + \Theta)/(A_{cn} + f_{cn})$; $W = A_{cn} m / [k_{ypr, cn} (A_{cn} + f_{cn} 0)]$; v_0 – скорость движения штока в момент запирания полостей гидроцилиндра.

Поскольку давление в бывшей сливной полости гидроцилиндра принимает значение $p_{cn, max}$ при $\Delta z = \Delta z_{max}$, а это в свою очередь имеет место в момент времени, когда скорость движения штока впервые после запирания полостей гидроцилиндра принимает нулевое значение, то, подставив в выражение (4.7.19) $v = 0$, окончательно получаем

$$p_{cn, max} = -U + \sqrt{(U + p_{cn0})^2 + Wv_0^2}. \quad (4.7.20)$$

После того как давление $p_{cn, max}$ определено, значение Δz_{max} вычисляется по выражению (4.7.16).

4.8. СПОСОБЫ ТОРМОЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ И ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

Для ограничения динамических нагрузок, действующих на элементы гидропривода и приводимого посредством его рабочего оборудования в процессе остановки выходного звена гидропривода, и снижения скорости движения указанного звена до нуля за заданный или минимально возможный при прочих равных условиях промежуток времени применяются различные способы торможения.

Все способы торможения гидроприводов в зависимости от того, какие характеристики гидропривода и где подвергаются изменению для торможения его выходного звена, можно подразделить на шесть групп (Левитский И.И., Цуханова Е.А. Расчет управляемых устройств для торможения гидроприводов. М.: 1971). При этом в пределах каждой группы способов изменение характеристик гидропривода может производиться практически мгновенно (т.е. за такой короткий отрезок времени, что в течение его скорость движения выходного звена гидропривода фактически не меняется) и продолжительно.

В последнем случае закон изменения характеристик гидропривода, определяющих протекание процесса торможения его выходного звена, может либо быть взаимосвязан с текущим положением (координатой) указанного звена, либо не зависеть от его положения. Соответственно различают "торможение по пути" и "торможение по времени". Следует отметить, что при продолжительном изменении характеристик гидропривода существует больше возможностей приблизиться к желаемому закону движения его выходного звена на протяжении всего отрезка времени с момента начала торможения до момента полной остановки данного звена.

При торможении выходного звена гидропривода кинетическая энергия этого звена и движущихся вместе с ним элементов непосредственно гидропривода (в частности, рабочей жидкости в гидролиниях) и объекта управления (например, рабочего оборудования гидрофицированной машины) в конечном итоге расходуется на совершение рабо-

ты по преодолению сил трения и внешней нагрузки (если нагрузка является встречной, т.е. препятствует движению выходного звена гидродвигателя в соответствующем направлении). Рабочая жидкость, поступающая под манометрическим давлением в напорную полость гидродвигателя от источника питания гидропривода, и попутная нагрузка на выходном звене гидродвигателя препятствуют осуществлению торможения.

Торможение гидроприводов основано либо на уменьшении движущего силового фактора (силы – для гидроцилиндра; вращающего момента – для гидромотора и поворотного гидродвигателя), создаваемого на выходном звене гидродвигателя за счет энергии рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидродвигателя, либо на увеличении силового фактора, препятствующего движению выходного звена гидродвигателя в соответствующем направлении, либо на сочетании указанных изменений обоих силовых факторов.

Каждой группе способов торможения присущи определенные особенности, которые следует учитывать при выборе способа торможения конкретного гидропривода, с тем чтобы при его эксплуатации наилучшим образом выполнялись предъявляемые к приводу технические требования.

К *первой группе* отнесем способы торможения выходного звена гидропривода путем изменения параметров потока рабочей жидкости на входе гидропривода (на выходе его источника питания). С некоторой долей условности эту группу можно назвать группой способов торможения выходного звена гидропривода путем изменения характеристики насосной установки.

Типичным примером подобного способа торможения является соединение непосредственно напорного канала насоса с гидробаком при сохранении неизменными прочих коммутаций элементов гидропривода. В этом случае давление рабочей жидкости в напорной линии гидропривода и, соответственно, в напорной полости гидродвигателя уменьшается, в результате чего движущая сила (для гидроцилиндра) или вращающий движущий момент (для гидромотора и поворотного гидродвигателя) на выходном звене гидродвигателя снижается, и под действием сил трения и технологического сопротивления последнее тормозится. Переход насоса гидропривода на работу при пониженном давлении сопровождается уменьшением энергии, потребляемой им от приводящего двигателя, и, соответственно, уменьшением потерь механической энергии в гидроприводе и улучшением теплового режима его работы. Однако понижение давления на входе гидропривода ограничено некоторым уровнем из условия исключения нарушения сплошности потока рабочей жидкости где бы то ни было на участке от источника питания до напорной полости гидродвигателя в процессе торможения выходного звена последнего.

При использовании способов торможения, относящихся к первой группе (в связи с невозможностью уменьшения давления в напорной полости гидродвигателя ниже давления насыщенного пара рабочей жидкости), имеется некоторый предельный режим торможения выходного звена гидропривода, по сравнению с которым обеспечить торможение с большими по абсолютной величине ускорениями нельзя. Кроме того, в ряде случаев понижение давления в напорной линии гидропривода может оказаться нежелательным с точки зрения его последующей работы. Очевидно, что способы торможения первой группы не всегда применимы при работе гидропривода с попутной (т.е. действующей в направлении движения) нагрузкой на выходном звене его гидродвигателя.

Ко *второй группе* отнесем способы торможения выходного звена гидропривода путем изменения (а именно, увеличения) гидравлического сопротивления гидролиний, соединенных последовательно с полостями гидродвигателя. Эти способы торможения гидроприводов получили наибольшее распространение на практике.

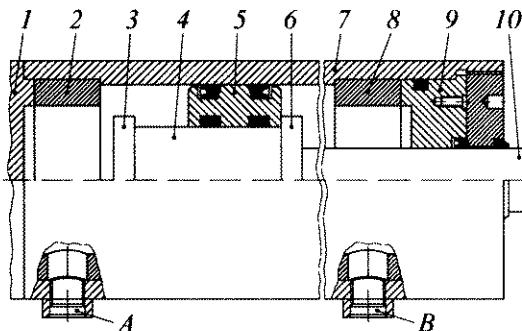


Рис. 4.8.1. Конструктивная схема гидроцилиндра с изменяющейся в конце хода эффективной площадью поршня:

1, 9 – крышки; 2, 8 – втулки; 3, 6 – упоры; 4, 5 – соответственно внутренний и наружный поршни; 7 – гильза; 10 – шток; А, В – присоединительные отверстия

Тормозное устройство, посредством которого (уменьшением площади его проходного сечения) производится увеличение гидравлического сопротивление соответствующего участка гидропривода, может устанавливаться в напорную, сливную или сразу в обе гидролинии привода. Конструктивно тормозное устройство рассматриваемого типа может быть выполнено в отдельном корпусе (как самостоятельный гидроаппарат), объединено с гидораспределителем или с гидродвигателем.

Очевидно, что, когда тормозное устройство расположено в напорной гидролинии привода, максимально возможное по абсолютной величине ускорение при торможении выходного звена гидропривода при прочих равных условиях соответствует уменьшению давления рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя до давления ее насыщенного пара, а когда расположено в сливной гидролинии (на выходе из сливной полости гидродвигателя) – определяется или упругими, или прочностными характеристиками гидропривода. В силу этого диапазон законов движения выходного звена гидропривода в процессе его торможения, которые можно реализовать, во втором случае оказываются намного шире.

Кроме того, при расположении тормозного устройства в сливной гидролинии исключено нарушение сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя при торможении его выходного звена и всегда возможно торможение гидропривода при его работе с попутной нагрузкой. Однако при торможении гидропривода посредством тормозного устройства, установленного в сливной гидролинии, давление в обеих рабочих полостях гидродвигателя оказывается повышенным, что негативно сказывается на эксплуатационных характеристиках последнего.

В заключение отметим, что при использовании способов торможения второй группы давление в напорной гидролинии насосной установки (за исключением случая использования насоса с регулятором давления) в процессе торможения выходного звена гидропривода повышается сверх давления открытия проходного сечения предохранительного клапана, вследствие чего эти способы с энергетической точки зрения менее экономичны, чем способы торможения первой группы, но зато их применение не накладывает никаких ограничений на возможности выполнения гидроприводом после торможения той или иной операции.

К третьей группе отнесем способы торможения выходного звена гидропривода путем изменения характерного геометрического размера используемого в нем гидродвигателя. В качестве примера на рис. 4.8.1 показана конструктивная схема гидроцилиндра, эффективная площадь поршня которого уменьшается при подходе выходного звена гидроцилиндра к каждому из его крайних рабочих положений. Это обеспечивается за счет того, что поршень гидроцилиндра выполнен состоящим из двух частей: внутреннего поршня 4, жестко соединенного со штоком 10, и наружного поршня 5, который надет на поршень 4 по подвижной посадке и может перемещаться относительно него в осевом направлении в пределах, определяемых расстоянием между упорами 3 и 6, неподвижными относительно поршня 4, – а в гильзе 7 гидроцилиндра со стороны каждой из крышек 1 и 9 закреплены втулки 2 и 8, диаметр внутренних расточек которых превышает диаметр упоров 3 и 6, но меньше наружного диаметра поршня 5.

При включении гидроцилиндра по простой схеме и наличии встречной нагрузки на его штоке 10 (который в данном случае будем считать выходным звеном) наружный поршень 5 смещается относительно внутреннего поршня 4 по направлению к сливной полости гидроцилиндра до соответствующего из упоров 3, 6 (предполагаем, что при текущем положении штока 10 поршень 5 не вступает во взаимодействие с соответствующей из втулок 2, 8) и эффективная площадь поршня гидроцилиндра со стороны каждой из его рабочих полостей оказывается равной сумме эффективных площадей поршней 4 и 5 со стороны этой полости. При подходе штока 10 гидроцилиндра к крайнему рабочему положению наружный поршень 5 упирается в соответствующую из втулок 2, 8 и останавливается, в результате чего эффективная площадь поршня гидроцилиндра уменьшается до эффективной площади внутреннего поршня 4. При прежней внешней нагрузке на штоке 10 гидроцилиндра это влечет за собой увеличение давления в напорной полости гидроцилиндра и присоединенной к ней напорной гидролинии привода и уменьшение расхода рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра, в соответствии с характеристикой используемой в гидроприводе насосной установки.

Очевидно, что торможение штока гидроцилиндра произойдет только в том случае, если уменьшение эффективной площади поршня гидроцилиндра будет более сильным, чем уменьшение расхода рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра от насосной установки. В противном случае вместо торможения будет происходить разгон штока. Из сказанного следует, что торможение штока гидроцилиндра после уменьшения эффективной площади его поршня возможно лишь при встречной нагрузке на штоке, превышающей некоторое пороговое значение, определяемое минимальной эффективной площадью поршня и давлением настройки предохранительного клапана гидропривода. Поскольку изменение эффективной площади поршня гидроцилиндра происходит практически мгновенно, то закон движения штока гидроцилиндра на этапе его торможения (без применения других способов торможения) не поддается регулированию.

Дополнительно отметим, что при дифференциальном включении рассматриваемого гидроцилиндра наружный поршень 5 при любом положении штока 10 не участвует в создании движущей силы на штоке, вследствие чего на завершающей стадии выдвижения штока 10 (вплоть до момента достижения им соответствующего крайнего положения) конструкция гидроцилиндра не обеспечивает торможение штока.

Нетрудно сделать вывод, что при использовании любого из способов торможения третьей группы торможение выходного звена гидропривода наблюдается лишь при условии повышения давления в напорной гидролинии насосной установки (вследствие изменения характерного геометрического размера гидродвигателя) сверх давления открытия проходного сечения предохранительного клапана (как и при применении способов торможения второй группы).

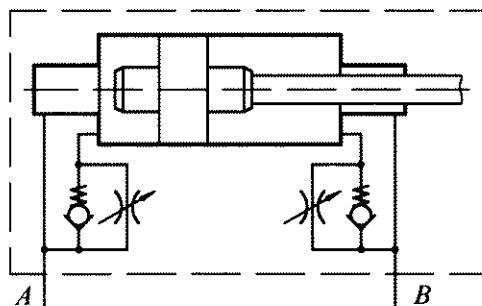


Рис. 4.8.2. Схема гидроцилиндра двухстороннего действия с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон:

A, B – присоединительные отверстия

К четвертой группе отнесем способы торможения выходного звена гидропривода путем изменения коммутаций (соединений) его компонентов. Обычно такие изменения осуществляются посредством гидроспределителей. В качестве примера можно привести изменение схемы соединения рабочих полостей поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком с напорной и сливной гидролиниями привода в процессе втягивания штока с простой на дифференциальную.

К пятой группе отнесем способы торможения выходного звена гидропривода путем преднамеренного увеличения внешней нагрузки на этом звене (например, с помощью колодочного тормоза). При использовании указанных способов закон движения выходного звена гидропривода в процессе его торможения определяется характеристиками используемого тормозного устройства.

К шестой группе отнесем комбинированные способы торможения выходного звена гидропривода, представляющие собой любые возможные сочетания способов торможения, отнесенных к первым пяти группам. Применение комбинированных способов торможения позволяет совместить достоинства различных "простых" способов, в частности, обеспечить возможность осуществления разнообразных законов движения выходного звена гидропривода в процессе его торможения при одновременных уменьшении потерь механической энергии в гидроприводе и, соответственно, улучшении теплового режима его работы (указанный результат достигается, например, при использовании комбинации способов торможения, относящихся к первой и второй группам).

Примером устройства, при работе которого проявляются черты, свойственные способам торможения второй и третьей групп, может служить гидроцилиндр с торможением в конце хода (рис. 4.8.2). Когда закрепленная на штоке гидроцилиндра втулка при приближении поршня к его крайнему положению входит в расточку крышки, через которую рабочая жидкость вытесняется из сливной полости гидроцилиндра, гидравлическое сопротивление на выходе из сливной полости увеличивается, а эффективная площадь поршня со стороны сливной полости уменьшается.

Увеличение гидравлического сопротивления способствует торможению выходного звена гидроцилиндра, а уменьшение эффективной площади поршня оказывает обратное действие. Поэтому по сравнению со случаем, когда тормозное устройство расположено

на выходе из сливной полости гидроцилиндра, но его работа не сопровождается изменением эффективной площади поршня со стороны указанной полости, при использовании рассматриваемого гидроцилиндра для получения при прочих равных условиях в процессе торможения идентичного закона движения выходного звена на тормозном устройстве требуется обеспечение большего перепада давлений.

Рассмотрим два примера, касающихся выбора параметров тормозных устройств гидропривода.

Пусть требуется рассчитать закон изменения площади проходного сечения регулируемого дросселя ДР, установленного в сливной линии гидропривода поступательного движения (рис. 4.8.3) и выполняющего функции тормозного устройства, из условия обеспечения заданного закона изменения координаты z выходного звена гидроцилиндра Ц в функции времени t в процессе торможения.

Поставленную задачу решим в общем виде безотносительно к тому, в каком направлении двигается выходное звено гидроцилиндра, оперируя вместо понятий поршневая и штоковая полости гидроцилиндра понятиями напорная и сливная полости. Решение задачи выполним, пренебрегая утечками и перетечками рабочей жидкости за пределами насосной установки УН гидропривода, отличием динамической характеристики насосной установки УН от ее статической характеристики, сжимаемостью рабочей жидкости, деформациями стенок каналов, в которые она заключена, и полагая, что приведенная к выходному звену гидроцилиндра Ц масса m_{np} является функцией лишь координаты z указанного звена, приведенная к данному звену внешняя сила сопротивления R_{np} зависит только от его координаты z и скорости движения $v = dz/dt$ и выражения функций $m_{np}(z)$ и $R_{np}(z, v)$ известны.

Поскольку закон $z(t)$ изменения координаты z выходного звена гидроцилиндра в процессе его торможения задан, то не представляет труда определить соответствующие ему законы $v(t)$ и $\alpha(t)$ изменения скорости $v = dz/dt$ и ускорения движения $\alpha = d^2z/dt^2$ данного звена.

При принятых допущениях расходы рабочей жидкости Q_{nn} и Q_{cn} на участках гидропривода соответственно от насосной установки до напорной полости гидроцилиндра и от сливной полости гидроцилиндра до гидробака, а также скорости изменения этих расходов однозначно определяются текущими значениями скорости v и ускорения движения α выходного звена гидроцилиндра:

$$Q_{nn} = A_{nn}v; \quad Q_{cn} = A_{cn}v; \quad dQ_{nn}/dt = A_{nn}\alpha; \quad dQ_{cn}/dt = A_{cn}\alpha,$$

где A_{nn}, A_{cn} – эффективные площади поршня гидроцилиндра соответственно со стороны его напорной и сливной полостей.

В силу этого для каждого момента времени (поскольку зависимости $v(t)$ и $\alpha(t)$ определены) известным образом могут быть рассчитаны перепады давлений $\Delta p_{yn,nn}$ и $\Delta p_{cn,b}$ (включающие в себя как потери давления на гидравлических сопротивлениях, так и инерционные перепады давлений) на участках гидропривода соответственно от

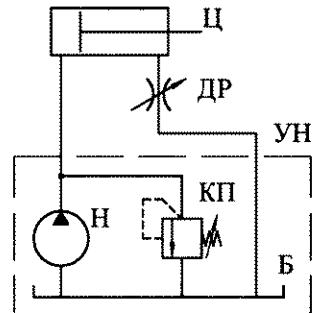


Рис. 4.8.3. Расчетная схема гидропривода поступательного движения

насосной установки до напорной полости гидроцилиндра и от сливной полости гидроцилиндра до гидробака без учета тормозного устройства (функции которого в данном случае выполняет дроссель ДР).

Характеристика насосной установки отражает связь между значениями давления $p_{\text{ун}}$ и расхода $Q_{\text{ун}}$ рабочей жидкости на выходе (в напорной гидролинии) данной установки. В рассматриваемом случае $Q_{\text{ун}} = Q_{\text{нп}}$ и, следовательно, закон изменения расхода $Q_{\text{ун}}$ во времени (из условия движения выходного звена гидроцилиндра в процессе торможения по заданному закону) известен. Поэтому с помощью упомянутой характеристики для каждого момента времени может быть определено давление $p_{\text{ун}}$.

Уравнение движения выходного звена гидроцилиндра для рассматриваемого случая может быть представлено в следующем виде:

$$m_{\text{нп}} \alpha + v^2/2 \partial m_{\text{нп}} / \partial z = (A_{\text{нп}} - f_{\text{нп}})p_{\text{нп}} - (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})p_{\text{сн}} - f_v v - \Theta - R_{\text{нп}}, \quad (4.8.1)$$

где $p_{\text{нп}}$, $p_{\text{сн}}$ – текущие значения избыточного давления рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра; $f_{\text{нп}}$, $f_{\text{сн}}$, f_v – коэффициенты пропорциональности переменных составляющих силы трения в подвижных парах гидроцилиндра значениям соответственно давления рабочей жидкости в его напорной и сливной полостях и скорости движения выходного звена; Θ – постоянная составляющая силы трения в подвижных парах гидроцилиндра.

На основании уравнения баланса удельных энергий для медленно изменяющегося течения жидкости имеем:

$$p_{\text{нп}} = p_{\text{ун}} - \Delta p_{\text{ун,нп}}; \quad (4.8.2)$$

$$p_{\text{сн}} = p_6 + \Delta p_{\text{сн,б}} + \Delta p_{\text{ты}}, \quad (4.8.3)$$

где p_6 – избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке; $\Delta p_{\text{ты}}$ – потери давления на тормозном устройстве,

$$\Delta p_{\text{ты}} = \rho [Q_{\text{сн}} / (\mu_{\text{ты}} A_{\text{ты}})]^2 / 2 = \rho [A_{\text{сн}} v / (\mu_{\text{ты}} A_{\text{ты}})]^2 / 2, \quad (4.8.4)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; $\mu_{\text{ты}}$, $A_{\text{ты}}$ – соответственно коэффициент расхода и площадь проходного сечения тормозного устройства.

Решая уравнения (4.8.1)–(4.8.4) совместно, получаем

$$A_{\text{ты}} = A_{\text{сн}} v / \mu_{\text{ты}} \{ \rho / \{ 2 \{ [(A_{\text{нп}} - f_{\text{нп}})(p_{\text{ун}} - \Delta p_{\text{ун,нп}}) - m_{\text{нп}} \alpha - v^2 / 2 \partial m_{\text{нп}} / \partial z - f_v v - \Theta - R_{\text{нп}}] / (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}}) - p_6 - \Delta p_{\text{сн,б}} \} \} \}^{1/2}. \quad (4.8.5)$$

Поскольку все переменные величины, входящие в правую часть выражения (4.8.5), для каждого момента времени могут быть найдены из условия движения выходного звена гидроцилиндра в процессе торможения по заданному закону, то указанное выражение позволяет рассчитать, каким для обеспечения такого движения выходного звена должен быть закон изменения площади проходного сечения тормозного устройства.

В качестве второго разберем пример, относящийся к случаю использования для торможения гидропривода способа первой группы. Для реализации данного способа к напорной гидролинии насосной установки УН присоединен один из каналов двухлинейного дросселирующего гидrorаспределителя Р, второй канал которого соединен непосредственно с гидробаком Б (рис. 4.8.4). Требуется рассчитать закон изменения площади проходного сечения указанного гидrorаспределителя из условия исключения при торможении вала гидромотора М падения давления в его напорной полости ниже заданного значения p_{min} и обеспечения снижения скорости вращения вала гидромотора до нуля за минимально возможный промежуток времени.

Для снижения скорости вращения до нуля за минимально возможный промежуток времени движение вала гидромотора в процессе торможения должно происходить с максимально возможным по абсолютной величине угловым ускорением. Модуль углового ускорения вращения вала гидромотора при его торможении при прочих равных условиях тем больше, чем меньше давление рабочей жидкости в напорной полости гидромотора. Поскольку уменьшение давления в напорной полости гидромотора ниже значения p_{min} не допускается, то делаем вывод, что для выполнения сформулированных выше требований давление в напорной полости гидромотора в процессе торможения его вала должно поддерживаться постоянным и равным p_{min} .

Исходя из этого положения можно определить законы изменения угловых скорости и ускорения вращения вала гидромотора в процессе торможения и соответствующие им законы изменения расхода и скорости изменения расхода рабочей жидкости, поступающей к гидромотору по напорной гидролинии от насосной установки.

Полученная информация позволяет рассчитать характер изменения давления на выходе насосной установки в течение рассматриваемого отрезка времени, после чего на основании характеристики насосной установки не представляет труда установить закон изменения расхода рабочей жидкости на выходе установки.

Очевидно, что расход рабочей жидкости через рабочее окно дросселирующего распределителя в каждый момент времени представляет собой (при пренебрежении утечками и перетечками рабочей жидкости и нежесткостью компонентов гидропривода) разность расходов жидкости на выходе насосной установки и на входе в напорную полость гидромотора, определенных для того же момента времени. Знание расхода рабочей жидкости через дросселирующий гидrorаспределитель Р (выполняющий функцию тормозного устройства) и значений давления рабочей жидкости в начале (на выходе насосной установки) и в конце (в гидробаке) гидролинии, в которой он установлен, дает возможность найти требуемый закон изменения площади проходного сечения указанного распределителя.

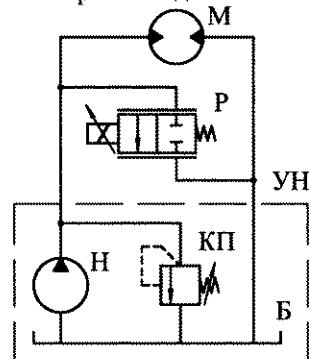


Рис. 4.8.4. Расчетная схема гидропривода вращательного движения

4.9. НАСОСНЫЙ ГИДРОПРИВОД СО СТУПЕНЧАТЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Пусть с помощью гидравлического привода необходимо за заданный промежуток времени осуществить некоторую рабочую операцию, требующую для своего выполнения преодоления изменяющейся в широких пределах нагрузки, являющейся функцией координаты выходного звена гидропривода. При этом к характеристикам работы гид-

ропривода при совершении его выходным звеном обратного хода каких-либо особых требований не предъявляется.

Для определенности будем считать, что в качестве гидродвигателя в гидроприводе используется гидроцилиндр, выходным звеном которого (и гидропривода в целом) является шток. Кроме того, для упрощения последующих математических выкладок пренебрежем всеми видами потерь энергии в гидроприводе (включая потери энергии в гидромашинах), инерционностью и нежесткостью элементов гидропривода и возможным отличием давления в баке гидропривода от атмосферного. Указанные допущения, как показывает более строгое исследование, не изменяют сути конечных результатов.

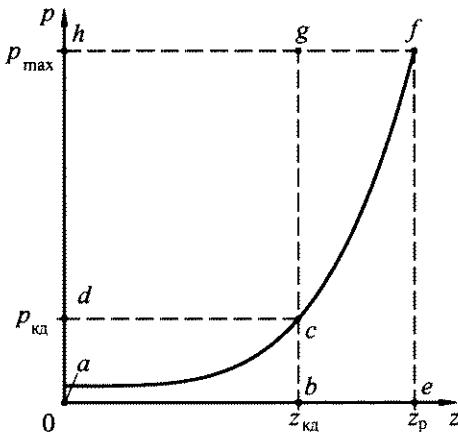


Рис. 4.9.1. Зависимость давления p в напорной линии гидропривода в процессе выполнения им рабочей операции от координаты z штока гидроцилиндра, отсчитываемой от положения штока, соответствующего началу его рабочего

хода (p_{\max} – максимальное значение давления в напорной линии гидропривода, необходимое для преодоления внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра во время выполнения рабочей операции; $p_{\text{ка}}$ – значение давления в напорной линии гидропривода во время выполнения им рабочей операции, соответствующее перемещению штока гидроцилиндра с начала рабочего хода на величину $z_{\text{ка}}$)

ва, что увеличению координаты z штока гидроцилиндра на всем протяжении его рабочего хода соответствует увеличение давления p , как это показано на рис. 4.9.1. Подобный характер зависимости $p(z)$ типичен, например, для гидроприводов кузнечно-прессовых машин при выполнении технологических операций объемной фасонной штамповки, пакетирования, брикетирования, калибровки и гибки с подчеканкой в открытых и закрытых штампах (Бочаров Ю.А. Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. М.: 1969).

Для выполнения рабочего хода штока гидроцилиндра (и, соответственно, рабочей операции гидропривода) за промежуток времени $t_{\text{пл}}$ при использовании в качестве источника питания гидропривода одного нерегулируемого насоса подача $Q_{\text{в}}$ последнего при принятых допущениях должна быть равна:

$$Q_{\text{в}} = A z_p / t_{\text{пл}}, \quad (4.9.1)$$

где z_p – длина рабочего хода штока гидроцилиндра.

При этом установочная мощность $N_{\text{устl}}$ насоса должна быть не менее величины

$$N_{\text{устl}} = Q_h p_{\max}, \quad (4.9.2)$$

где p_{\max} — максимальное давление в напорной линии гидропривода, необходимое для преодоления внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра во время выполнения рабочей операции.

В соответствии с выражениями (4.9.1) и (4.9.2):

$$N_{\text{устl}} = A z_p p_{\max} / t_{\text{pl}}; \quad (4.9.3)$$

$$t_{\text{pl}} = A z_p p_{\max} / N_{\text{устl}}. \quad (4.9.4)$$

Вполне очевидно, что при работе гидропривода с переменной нагрузкой установочная мощность его насоса, определяемая по выражению (4.9.3), недоиспользуется, причем тем больше, чем меньше нагрузка на выходном звене гидропривода (в рассматриваемом случае — штоке гидроцилиндра) по отношению к ее максимальному значению (которому соответствует p_{\max}). При применении для привода насоса индивидуального приводящего двигателя последний в указанных условиях также работает с недогрузкой. В моменты времени, когда двигатель работает с недогрузкой, его можно условно рассматривать как двигатель, имеющий типоразмер, больший потребного (а значит, имеющий завышенные массу, габариты и стоимость). Кроме того, как известно, все машины при нагрузках, меньших номинальных, работают с пониженным значением КПД, т.е. неэффективно. В свете сказанного следует стремиться к тому, чтобы приводящий двигатель имел как можно меньшую номинальную мощность и постоянно работал в режиме номинальной мощности или, по крайней мере, на режимах, близких к указанному.

В случае работы гидропривода с переменной нагрузкой сформулированное выше пожелание наиболее успешно реализуется при использовании в приводе регулируемого насоса, оснащенного регулятором мощности (см. п. 4.19). Однако определенный результат в направлении снижения установочной мощности приводящего двигателя гидропривода и обеспечения более равномерной его загрузки может быть достигнут и без применения регулируемой гидромашины путем использования в гидроприводе вместо одного нескольких нерегулируемых насосов с приводом от общего двигателя. При этом один насос в процессе работы гидропривода постоянно подает рабочую жидкость в напорную гидролинию привода, а каждый из остальных — только при давлении в этой линии, меньшем некоторого заранее установленного для данного насоса значения.

При превышении давлением в напорной гидролинии привода заданной величины происходит разгрузка насоса от работы под давлением. В результате расход рабочей жидкости, поступающей в напорную линию (и далее к гидродвигателям) от насосов, ступенчато уменьшается, и наоборот.

Поскольку при разгрузке очередного насоса потребляемая им от общего приводящего двигателя мощность уменьшается до величины, определяемой давлением разгрузки, то путем рационального выбора значений давления, при которых происходит разгрузка каждого из насосов, и значений подачи каждого из насосов можно повысить степень равномерности загрузки приводящего двигателя в процессе выполнения гидроприводом рабочей операции и обеспечить ее выполнение за заданное время при меньшей (по сравнению со случаем использования в приводе одного нерегулируемого насоса) установочной мощности двигателя.

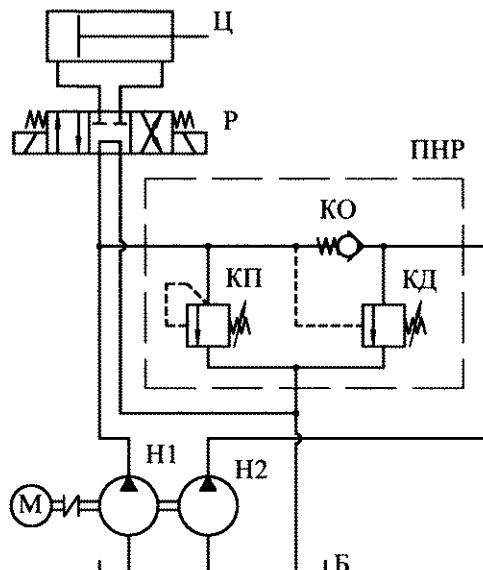


Рис. 4.9.2. Упрощенная принципиальная схема гидропривода с разделительной панелью

Следует заметить, что промышленность выпускает так называемые разделительные гидропанели [15], в состав которых входят предохранительный клапан, клапан давления и обратный клапан, установленные в общем корпусе и соединенные выполненными в нем каналами подобно тому, как это показано на рис. 4.9.2.

Если давление в напорной линии гидропривода меньше давления открытия проходного сечения клапана давления КД, то клапан закрыт и рабочая жидкость, подаваемая насосом H2, через обратный клапан КО поступает в напорную гидролинию привода, где она объединяется с рабочей жидкостью, подаваемой насосом H1. При этом расход рабочей жидкости в напорной гидролинии привода равен сумме подач насосов H1 и H2. При повышении давления в напорной линии гидропривода до давления настройки клапана КД (например, вследствие увеличения нагрузки на выходном звене гидропривода), его проходное сечение открывается так, что давление в напорной гидролинии насоса H2 оказывается равным давлению в напорной линии гидропривода. В данном случае проходное сечение обратного клапана КО закрывается и вся жидкость, подаваемая насосом H2, через клапан КД при давлении, определяемом настройкой последнего, сливается в гидробак Б. В результате расход рабочей жидкости в напорной линии гидропривода становится равным подаче насоса H1.

Дальнейшее повышение давления в напорной линии гидропривода влечет за собой увеличение площади проходного сечения клапана давления КД (который фактически работает как двухлинейный распределитель с гидравлическим управлением) при соответствующем снижении давления в напорной гидролинии насоса H2. Поскольку жесткость пружины клапана КД, как правило, невелика, то даже небольшое увеличение давления в напорной линии гидропривода сверх давления настройки клапана КД приводит к максимальному открытию проходного сечения последнего и понижению давления на выходе насоса H2 до давления, отличающегося от давления в гидробаке Б лишь на ве-

Покажем это для простейшего случая, когда для питания гидропривода рабочей жидкостью под давлением используются два нерегулируемых насоса H1 и H2 с приводом от общего двигателя (рис. 4.9.2). Отметим, что вместо нескольких насосов возможно использование одного многопоточного насоса.

Согласно принципиальной схеме, представленной на рис. 4.9.2, напорная гидролиния насоса H2 присоединена к напорной гидролинии насоса H1, являющейся одновременно напорной линией гидропривода в целом, через обратный клапан КО. Максимальное давление в напорной линии гидропривода ограничивается предохранительным клапаном КП. К выходному каналу насоса H2 присоединен входной канал клапана давления КД, канал управления которого соединен с напорной линией гидропривода, а выходной канал – с гидробаком Б. Клапан КД настроен на более низкое давление, чем предохранительный клапан КП.

личину потерю давления в каналах клапана КД и соответствующих соединительных гидролиниях. При понижении давления в напорной линии гидропривода процессы происходят в обратном порядке.

При проведении математических выкладок для гидропривода с двумя насосами в дополнение к ранее принятым допущениям будем считать, что давления открытия проходного сечения и настройки клапана давления КД совпадают и имеют значение $p_{\text{кд}}$. Давление в напорной линии рассматриваемого гидропривода в процессе выполнения им рабочей операции принимает значение p при перемещении штока гидроцилиндра с начала рабочего хода на некоторую величину $z_{\text{кд}}$ (см. рис. 4.9.1). Поскольку при $p < p_{\text{кд}}$ расход рабочей жидкости в напорной гидролинии привода равен сумме подач насосов Н1 и Н2, то промежуток времени t_1 , в течение которого шток гидроцилиндра перемещается на расстояние $z_{\text{кд}}$, составляет

$$t_1 = A z_{\text{кд}} / (Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}}), \quad (4.9.5)$$

где $Q_{\text{Н1}}, Q_{\text{Н2}}$ – подачи насосов соответственно Н1 и Н2.

При $p_{\text{кд}} \leq p \leq p_{\text{max}}$ расход рабочей жидкости из напорной линии гидропривода к гидроцилиндуру равен подаче насоса Н1 (предполагается, что давление, при котором происходит открытие проходного сечения предохранительного клапана КП, больше значения p_{max}), и в силу этого промежуток времени t_2 , в течение которого шток гидроцилиндра проходит оставшуюся часть $z_p - z_{\text{кд}}$ рабочего хода, имеет значение

$$t_2 = A(z_p - z_{\text{кд}}) / Q_{\text{Н1}}. \quad (4.9.6)$$

С учетом выражений (4.9.5) и (4.9.6) продолжительность $t_{\text{р2}} = t_1 + t_2$ выполнения рабочей операции при использовании в гидроприводе двух насосов, соединенных в соответствии с принципиальной схемой, показанной на рис. 4.9.2, равна

$$t_{\text{р2}} = A [z_{\text{кд}} / (Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}}) + (z_p - z_{\text{кд}}) / Q_{\text{Н1}}]. \quad (4.9.7)$$

Поскольку при одновременной подаче насосами Н1 и Н2 рабочей жидкости в напорную линию гидропривода во время выполнения им рабочей операции максимальная потребляемая обоими насосами мощность составляет $(Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}})p_{\text{кд}}$, а при подаче только одним насосом Н1 – $Q_{\text{Н1}}p_{\text{max}}$, то при прочих равных условиях наиболее рациональная загрузка приводящего двигателя в процессе выполнения гидроприводом рабочей операции обеспечивается при выполнении условия

$$N_{\text{уст2}} = (Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}})p_{\text{кд}} = Q_{\text{Н1}}p_{\text{max}}, \quad (4.9.8)$$

откуда

$$Q_{\text{Н1}} + Q_{\text{Н2}} = N_{\text{уст2}} / p_{\text{кд}}; \quad (4.9.9)$$

$$Q_{\text{Н1}} = N_{\text{уст2}} / p_{\text{max}}, \quad (4.9.10)$$

где $N_{\text{уст2}}$ – установочная мощность гидропривода с двумя насосами со ступенчатым изменением расхода рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю.

В соответствии с выражениями (4.9.9) и (4.9.10)

$$t_{p2} = (p_{\max}/p_{\text{кд}} - 1)Q_{\text{hi}}. \quad (4.9.11)$$

На основании выражений (4.9.7), (4.9.9) и (4.9.10) получаем:

$$t_{p2} = AB / N_{\text{уст2}}; \quad (4.9.12)$$

$$N_{\text{уст2}} = AB / t_{p2}, \quad (4.9.13)$$

где $B = z_{\text{кд}}p_{\text{кд}} + (z_p - z_{\text{кд}})p_{\max}$.

Из зависимостей (4.9.12) и (4.9.13) видно, что при фиксированном значении эффективной площади A поршня гидроцилиндра минимум времени t_{p2} выполнения рабочей операции при заданном значении установочной мощности $N_{\text{уст2}}$ гидропривода и минимум установочной мощности $N_{\text{уст2}}$ при заданном значении времени t_{p2} имеют место при выполнении одного и того же условия, а именно при минимальном значении B .

Нетрудно заметить, что величина B пропорциональна сумме площадей двух построенных в системе координат zp прямоугольников: $abcd$ и $befg$ (см. рис. 4.9.1), – длины сторон которых с соответствующими масштабными коэффициентами пропорциональны значением $z_{\text{кд}}$, $p_{\text{кд}}$, $z_p - z_{\text{кд}}$ и p_{\max} . Поэтому для решения задачи минимизации значения B графоаналитическим способом требуется найти такое положение точки $c(z_{\text{кд}}, p_{\text{кд}})$ на графике функции $p = p(z)$, при котором суммарная площадь прямоугольников $abcd$ и $befg$ имеет наименьшее значение. При этом площадь прямоугольника $dchg$, дополняющего прямоугольники $abcd$ и $befg$ до прямоугольника $aefh$, длины сторон которого пропорциональны величинам z_p и p_{\max} , имеет наибольшее значение.

Связь между $p_{\text{кд}}$ и $z_{\text{кд}}$ может быть представлена в виде аналитического выражения (это выражение тождественно зависимости p от z). В этом случае значения давления $p_{\text{кд}}$ и соответствующей ему координаты $z_{\text{кд}}$ поршня гидроцилиндра, при которых величина B имеет минимум, после представления величины B в функции той или иной из переменных определяются в результате решения уравнения

$$dB(p_{\text{кд}})/dp_{\text{кд}} = 0 \quad \text{или} \quad dB(z_{\text{кд}})/dz_{\text{кд}} = 0.$$

Пусть, например, функция $p = p(z)$ имеет вид

$$p = [0,05 + (z/z_p)^4]p_{\max}/1,05.$$

В соответствии с этим

$$p_{\text{кд}} = [0,05 + (z_{\text{кд}}/z_p)^4]p_{\max}/1,05$$

$$\text{и } B = \{z_{\text{кд}}[0,05 + (z_{\text{кд}}/z_p)^4]/1,05 + z_p - z_{\text{кд}}\}p_{\max}.$$

Тогда

$$dB/dz_{\text{кд}} = [(0,05 + 5z_{\text{кд}}^4/z_p^4)/1,05 - 1]p_{\max}.$$

Приравняв последнее выражение к нулю, находим: $z_{\text{кд}*} = 0,669 z_p$. Полученному значению $z_{\text{кд}*}$ соответствует давление: $p_{\text{кд}*} = 0,238 p_{\max}$.

Разделим выражение (4.9.13) на выражение (4.9.3) в предположении, что $t_{\text{пл}} = t_{\text{п2}}$, а выражение (4.9.12) на выражение (4.9.4) в предположении, что $N_{\text{уст1}} = N_{\text{уст2}}$. В результате имеем:

$$N_{\text{уст2}} / N_{\text{уст1}} = D; \quad (4.9.14)$$

$$t_{\text{п2}} / t_{\text{пл}} = D, \quad (4.9.15)$$

где $D = 1 - (1 - p_{\text{кд}} / p_{\text{max}})z_{\text{кд}} / z_{\text{п}}$.

Поскольку $p_{\text{кд}} \leq p_{\text{max}}$ и $z_{\text{кд}} \leq z_{\text{п}}$, то $D \leq 1$. В частности, для приведенного выше примера $D = 0,49$.

Очевидно, что если рассматривать величину $z_{\text{кд}}$ как сумму перемещений поршня гидроцилиндра за те промежутки времени, когда $p < p_{\text{кд}}$, то выражения (4.9.5)–(4.9.15) являются справедливыми (в пределах принятых допущений) при любом характере зависимости p от z .

Таким образом, применение в гидроприводе, работающем при переменной нагрузке, вместо одного двух нерегулируемых насосов (с приводом от общего двигателя), один из которых разгружается от давления при превышении давлением в напорной линии гидропривода определенного значения, позволяет при неизменном времени выполнения рабочей операции понизить установочную мощность приводящего двигателя и гидропривода в целом, а при неизменной установочной мощности приводящего двигателя и гидропривода – обеспечить выполнение рабочей операции за меньшее время.

Указанный положительный эффект (который увеличивается при увеличении количества ступеней изменения расхода рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю) связан с более рациональным использованием мощности приводящего двигателя при применении разгружаемых от давления насосов: благодаря им при пониженных значениях нагрузки на выходном звене гидропривода обеспечивается движение с повышенной скоростью.

4.10. НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Если в процессе работы насосного гидропривода расход, при котором рабочая жидкость должна поступать к входящим в его состав гидродвигателям, является переменным, то установочную мощность насоса гидропривода можно уменьшить (за счет ее более рационального использования) путем применения в источнике подачи рабочей жидкости привода в дополнение к насосу гидравлического аккумулятора. В последнем случае гидропривод называют насосно-аккумуляторным.

При работе насосно-аккумуляторного гидропривода в те промежутки времени, когда подача насоса превышает расход рабочей жидкости, потребный из условия нормального протекания выполняемого гидрофицированной машиной технологического процесса, избыток жидкости, нагнетаемой насосом, поступает в гидроаккумулятор (происходит подзарядка гидроаккумулятора жидкостью), в те же интервалы времени, когда подача насоса оказывается меньше необходимого расхода жидкости, недостаток расхода компенсируется за счет жидкости, вытесняемой из гидроаккумулятора (при этом происходит разрядка гидроаккумулятора). Очевидно, что при включении в состав источника питания гидропривода гидроаккумулятора возможность снижения устано-

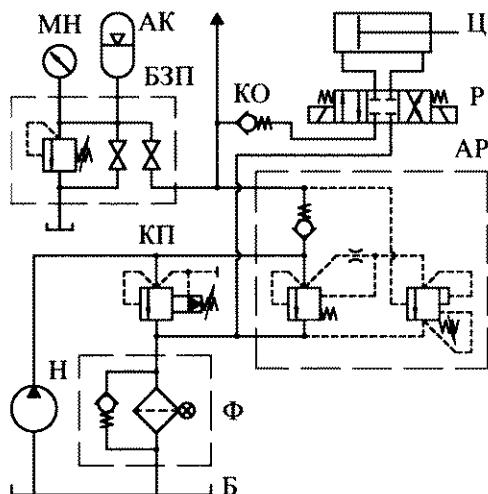


Рис. 4.10.1. Принципиальная схема насосно-аккумуляторного гидропривода с клапаном автоматической разгрузки насоса

вочной мощности используемого в приводе насоса появляется в результате уменьшения величины необходимой подачи насоса с максимально потребного в процессе работы гидропривода значения расхода рабочей жидкости вплоть до некоторой средней за рабочий цикл величины расхода. При применении для привода насоса индивидуального приводящего двигателя мощность последнего в рассматриваемом случае также может быть уменьшена.

Из соображений техники безопасности к жидкостной полости гидроаккумулятора должны быть подключены опломбированный предохранительный клапан, настроенный на максимально допустимое при эксплуатации гидропривода давление, и контрольный манометр с четкой отметкой на его шкале значения максимально допустимого давления, а сама эта полость должна подсоединяться к напорной и сливной гидролиниям привода посредством гидроаппаратов, допускающих сообщение и разобщение данной полости с указанными линиями. В связи с этим целый ряд фирм, производящих гидравлические устройства, выпускает специальные запорно-предохранительные блоки, предназначенные для подключения гидроаккумулятора к напорной и сливной линиям гидропривода. Запорно-предохранительный блок содержит в своем составе предохранительный клапан и два крана, посредством одного из которых канал подключения гидроаккумулятора можно сообщать и разобщать с напорным каналом блока, а посредством другого – со сливным каналом блока. В корпусе блока также имеется отверстие для присоединения манометра.

Для исключения движения жидкости из гидроаккумулятора в направлении напорного канала насоса между местом подсоединения гидроаккумулятора к напорной линии гидропривода и напорным каналом насоса устанавливают обратный клапан.

Для того чтобы снизить потери механической энергии при эксплуатации насосно-аккумуляторного гидропривода, в его конструкции предусматривают соединение (при минимальном гидравлическом сопротивлении) напорного канала насоса с гидробаком в те промежутки времени, когда давление в жидкостной полости гидроаккумулятора, достигнув некоторого установленного максимального значения (давления перевода насоса

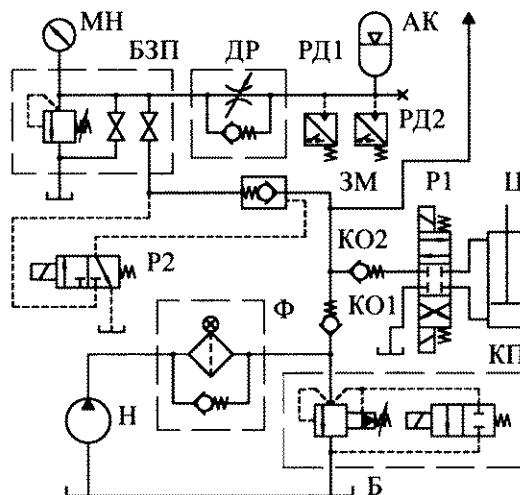


Рис. 4.10.2. Принципиальная схема насосно-аккумуляторного гидропривода с разгрузкой насоса посредством предохранительного клапана с электромагнитным управлением

на разгрузочный режим), оказывается больше определенного минимального порогового значения (давления перевода насоса с разгрузочного на рабочий режим).

Это соединение может осуществляться или с помощью имеющейся специальную конструкцию гидроклапана давления с внешним управлением, называемого автоматом разгрузки (рис. 4.10.1) [5, 15], или посредством предохранительного клапана (или дополнительного гидрораспределителя) с электромагнитным управлением (рис. 4.10.2). В последнем случае к гидролинии, соединенной с жидкостной полостью гидроаккумулятора, подключаются два реле давления, одно из которых настраивается на давление перевода насоса на разгрузочный режим работы, а второе – на давление перевода насоса с разгрузочного на рабочий режим. Когда давление в жидкостной полости гидроаккумулятора повышается до максимального порогового значения, срабатывает первое реле, и по его сигналу напорный канал насоса соединяется с гидробаком. В результате этого давление насоса (разность давлений в его напорном и всасывающем каналах) уменьшается до величины потерь давления в гидролиниях между насосом и гидробаком при соответствующем уменьшении мощности, потребляемой насосом от приводящего двигателя. На данном режиме работы гидропривода все потребности в рабочей жидкости под давлением удовлетворяются за счет жидкости, содержащейся в гидроаккумуляторе. Когда давление в жидкостной полости гидроаккумулятора понижается до минимального порогового значения, срабатывает второе реле, и по его сигналу связь напорного канала насоса с гидробаком разобщается, вследствие чего насос переводится на рабочий режим работы. Вместо реле давления в рассматриваемом гидроприводе можно использовать датчика давления.

Выясним, от каких факторов и каким образом зависят скорость установившегося движения выходного звена гидродвигателя насосно-аккумуляторного привода и мощность, развиваемая на этом звене, при условии, что для регулирования скорости не используется регулятор расхода. Анализ проведем на примере гидропривода поступательного движения (например, см. рис. 4.10.1). После перемещения золотника гидрораспре-

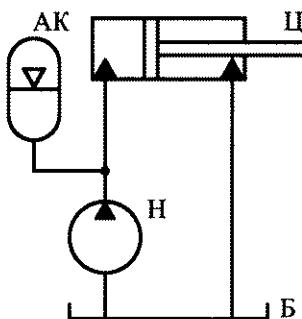


Рис. 4.10.3. Расчетная схема насосно-аккумуляторного гидропривода поступательного движения

Тогда математическая модель работы гидропривода на установившемся режиме может быть представлена в виде совокупности нижеприведенных уравнений:

$$p_a = p_{\text{пп}} + \Upsilon_{\text{мп.пп}} Q_{\text{пп}} + \Xi_{\text{мп.пп}} Q_{\text{пп}}^2; \quad (4.10.1)$$

$$p_{\text{сп}} = p_b + \Upsilon_{\text{сп.б}} Q_{\text{сп}} + \Xi_{\text{сп.б}} Q_{\text{сп}}^2; \quad (4.10.2)$$

$$Q_{\text{пп}} = A_{\text{пп}} v; \quad (4.10.3)$$

$$Q_{\text{сп}} = A_{\text{сп}} v; \quad (4.10.4)$$

$$(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})p_{\text{пп}} - (A_{\text{сп}} + f_{\text{сп}})p_{\text{сп}} - f_v v - \Theta = R; \quad (4.10.5)$$

$$R = R_c + f_c v, \quad (4.10.6)$$

где p_a – избыточное давление рабочей жидкости в гидроаккумуляторе; $p_{\text{пп}}$, $p_{\text{сп}}$ – значения избыточного давления рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра; p_b – избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке; $Q_{\text{пп}}$, $Q_{\text{сп}}$ – расходы рабочей жидкости на участках гидропривода соответственно от места подсоединения гидроаккумулятора к напорной линии гидропривода до напорной полости гидроцилиндра и от сливной полости гидроцилиндра до гидробака; $\Upsilon_{\text{мп.пп}}$, $\Xi_{\text{мп.пп}}$ – коэффициенты аппроксимации зависимости потерь давления на участке от места подсоединения гидроаккумулятора к напорной линии гидропривода до напорной полости гидроцилиндра от расхода рабочей жидкости на этом участке; $\Upsilon_{\text{сп.б}}$, $\Xi_{\text{сп.б}}$ – коэффициенты аппроксимации зависимости потерь давления на участке гидропривода от сливной полости гидроцилиндра до гидробака от расхода рабочей жидкости на этом участке; $A_{\text{пп}}$, $A_{\text{сп}}$ – эффективные площади поршня гидроцилиндра соответственно со стороны его напорной и сливной полостей; $f_{\text{пп}}$, $f_{\text{сп}}$, f_v – коэффициенты пропорциональности переменных составляющих силы трения в подвижных парах гидроцилиндра значениям соответственно давления рабочей жидкости в его напорной и сливной полостях и скорости движения выходного звена; Θ – постоянная составляющая силы трения в подвижных парах

делителя, используемого для управления гидродвигателем, в соответствующую рабочую позицию расчетная схема гидропривода (в предположении, что на рассматриваемом режиме его работы насос не разгружен) может быть представлена в виде, показанном на рис. 4.10.3.

При решении поставленной задачи примем следующие основные допущения: потери давления на участке от жидкостной полости гидроаккумулятора до места его подсоединения к напорной линии гидропривода пренебрежимо малы; давление жидкости в аккумуляторе практически постоянно; утечки и перетечки рабочей жидкости во всех устройствах гидропривода (за исключением насоса) отсутствуют; сила сопротивления на выходном звене гидроцилиндра складывается из постоянной составляющей и переменной составляющей, пропорциональной скорости движения данного звена.

гидроцилиндра; v – скорость движения выходного звена гидроцилиндра; R – сила сопротивления на выходном звене гидроцилиндра; R_c – постоянная составляющая силы сопротивления на выходном звене гидроцилиндра; f_c – коэффициент пропорциональности переменной составляющей силы сопротивления на выходном звене гидроцилиндра скорости движения данного звена.

Решая уравнения (4.10.1)–(4.10.6) совместно, получаем следующее квадратное уравнение относительно скорости движения выходного звена гидроцилиндра

$$K_2 v^2 + (K_1 + f_c)v - (R_{c\max} - R_c) = 0, \quad (4.10.7)$$

где

$$R_{c\max} = (A_{nn} - f_{nn})p_a - (A_{cn} + f_{cn})p_b - \Theta; \quad (4.10.8)$$

$$K_1 = (A_{nn} - f_{nn})A_{nn}Y_{mn,nn} + (A_{cn} + f_{cn})A_{cn}Y_{cn,b} + f_v; \quad (4.10.9)$$

$$K_2 = (A_{nn} - f_{nn})A_{nn}^2\Xi_{mn,nn} + (A_{cn} + f_{cn})A_{cn}^2\Xi_{cn,b}. \quad (4.10.10)$$

Решение уравнения (4.10.7) имеет вид:

$$v = \left[\sqrt{(K_1 + f_c)^2 + 4K_2(R_{c\max} - R_c)} - (K_1 + f_c) \right] / (2K_2) \quad \text{при } K_2 \neq 0 \quad (4.10.11)$$

$$\text{и } v = (R_{c\max} - R_c) / (K_1 + f_c) \quad \text{при } K_2 = 0. \quad (4.10.12)$$

Из выражений (4.10.11) и (4.10.12) с учетом выражений (4.10.8)–(4.10.10) следует, что в рассматриваемом случае скорость движения v выходного звена гидроцилиндра насосно-аккумуляторного привода при фиксированных параметрах гидроцилиндра, гидролиний и рабочей жидкости зависит только от значений давления рабочей жидкости в гидроаккумуляторе и в гидробаке и силы сопротивления на выходном звене и не зависит от величины подачи насоса. Последнее можно было ожидать, так как при построении математической модели насосно-аккумуляторного гидропривода предполагалось, что он работает как система с постоянным давлением источника питания.

Скорость v при прочих равных условиях имеет тем меньшее значение, чем больше коэффициент пропорциональности f_c и постоянная составляющая R_c силы сопротивления на выходном звене гидроцилиндра, и равна нулю при некотором максимальном значении $R_{c\max}$ [см. выражение (4.10.8)].

Мощность N , развиваемая на выходном звене гидроцилиндра, в случае установившегося режима работы гидропривода составляет

$$N = Rv. \quad (4.10.13)$$

Поскольку при $R_c = R_{c\max}$ скорость v и, соответственно, мощность N равны нулю, а при $R = 0$ мощность N также равна нулю, то, очевидно, что функция $N = N(R_c)$ в пределах интервала $R_c \in (R_{c\min}, R_{c\max})$ имеет экстремум – максимум. Здесь

$$R_{c\min} = -f_c v_{\max}, \quad (4.10.14)$$

где v_{\max} – скорость движения выходного звена гидроцилиндра при $R = 0$,

$$v_{\max} = \left(\sqrt{K_1^2 + 4K_2 R_{c\max}} - K_1 \right) / (2K_2) \quad \text{при} \quad K_2 \neq 0 \quad (4.10.15)$$

$$\text{и} \quad v_{\max} = R_{c\max}/K_1 \quad \text{при} \quad K_2 = 0. \quad (4.10.16)$$

Обозначим значение силы R_c , при котором функция $N = N(R_c)$ достигает своего максимума, через $R_{c,\text{эк}}$ и определим его. Для этого исследуем функцию $N = N(R_c)$ на экстремум.

Приравняв производную dN/dR_c к нулю, получаем:
для случая $K_2 \neq 0$

$$R_{c,\text{эк}} = \left(L_1 - \sqrt{L_1^2 - 4L_2 L_0} \right) / (2L_2); \quad (4.10.17)$$

для случая $K_2 = 0$

$$R_{c,\text{эк}} = R_{c\max}(K_1 - f_c)/(2K_1), \quad (4.10.18)$$

где $L_0 = 4K_2 R_{c\max} [(K_1 + 3f_c)(K_1 - f_c) + 4K_2 R_{c\max}]$; $L_1 = 8K_2 [K_1(K_1 + 3f_c) + 6K_2 R_{c\max}]$; $L_2 = 36K_2^2$.

Нетрудно убедиться в том, что для случая $K_2 = 0$ скорость движения v выходного звена гидроцилиндра и полная сила сопротивления R на нем при $R_c = R_{c,\text{эк}}$ (обозначим величины этих скорости и силы соответственно через $v_{\text{эк}}$ и $R_{\text{эк}}$), составляют:

$$v_{\text{эк}} = R_{c\max}/(2K_1); \quad (4.10.19)$$

$$R_{\text{эк}} = R_{c\max}/2, \quad (4.10.20)$$

и, как видно из приведенных выражений, не зависят от величины коэффициента f_c .

Если для случая $K_2 \neq 0$ выполняются условия: $K_1 = 0$ и $f_c = 0$, то

$$R_{\text{эк}} = R_{c,\text{эк}} = 2R_{c\max}/3. \quad (4.10.21)$$

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что в зависимости от соотношения величин K_1 , K_2 , $R_{c\max}$ и f_c отношение силы сопротивления $R_{\text{эк}}$ на выходном звене гидроцилиндра насосно-аккумуляторного гидропривода, при которой на указанном звене развивается максимальная мощность, к максимальной силе сопротивления $R_{c\max}$, которую гидропривод может преодолевать, колеблется в пределах от 1/2 до 2/3, т.е.

$$R_{\text{эк}}/R_{c\max} \in [1/2, 2/3]. \quad (4.10.22)$$

Что же касается величины

$$R_{c,\text{эк}} = R_{\text{эк}} - f_c v_{\text{эк}}, \quad (4.10.23)$$

то она может принимать (в зависимости от значения коэффициента f_c) любые значения, не большие $2R_{c\max}/3$ при $K_2 \neq 0$ и не большие $R_{c\max}/2$ при $K_2 = 0$ и $K_1 \neq 0$.

Следует отметить, что задача уменьшения установочной мощности используемого в гидроприводе насоса является не единственной, для решения которой в состав привода вводятся гидроаккумуляторы. Их применяют также при необходимости поддержания

определенного давления в рабочей полости гидродвигателя в течение длительного промежутка времени при незначительном (на уровне расхода утечек и перетечек) расходе рабочей жидкости (например, в гидроприводах зажимных устройств, прессов и т.п.), для уменьшения амплитуды пульсаций давления (связанных, в частности, с неравномерностью подачи объемных насосов) и ограничения величины повышения давления в гидроприводе при гидравлических ударах, для обеспечения возможности завершения рабочего цикла гидрофицированного агрегата или, по крайней мере, возвращения его рабочего оборудования в исходное состояние в аварийных ситуациях (при отказе насоса или его приводящего двигателя, или системы энергоснабжения). Напомним, что в аккумуляторном гидроприводе гидроаккумулятор используется в качестве основного источника энергии (см. п. 1.3).

Подход к выбору параметров гидроаккумулятора зависит от того, с какой целью его используют в гидроприводе.

При применении пневмогидравлического аккумулятора для уменьшения потребной подачи и соответственно установочной мощности используемого в гидроприводе насоса выбор его параметров в первом приближении может производиться в соответствии со следующей методикой [7].

Прежде всего выявляют зависимость потребного расхода Q рабочей жидкости от времени t за цикл работы гидрофицированного агрегата. Для каждого момента времени потребный расход Q определяют суммированием расходов жидкости, необходимых для обеспечения движения выходного звена каждого из работающих в этот момент времени гидродвигателей с заданной для него скоростью. Зависимость $Q = Q(t)$ можно представить в графическом виде (рис. 4.10.4, *a*).

На основании зависимости $Q = Q(t)$ вычисляют средний за цикл работы гидрофицированного агрегата потребный расход рабочей жидкости Q_{cp} :

$$Q_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T Q dt,$$

где T – продолжительность цикла работы гидрофицированного агрегата.

Очевидно, что если бы утечки и перетечки рабочей жидкости в гидроприводе отсутствовали, а все его компоненты были абсолютно жесткими, то при подаче насоса, используемого в гидроприводе, равной значению Q_{cp} , объем жидкости, подаваемой насосом за время цикла работы гидрофицированного агрегата, был бы в точности равен тому объему жидкости, который необходим для обеспечения требуемых движений выходных звеньев гидродвигателей за указанный промежуток времени.

Однако в процессе работы гидропривода имеют место утечки и перетечки рабочей жидкости, а также проявляются сжимаемость жидкости и податливость стенок каналов, в которые она заключена. Поэтому подачу Q_h насоса приходится выбирать несколько большей значения Q_{cp} :

$$Q_h = k_Q Q_{cp},$$

где k_Q – поправочный коэффициент, учитывающий утечки и перетечки рабочей жидкости в гидроприводе (за исключением насоса), а также дополнительный расход рабочей жидкости, связанный со сжимаемостью жидкости и податливостью стенок каналов, в которые она заключена.

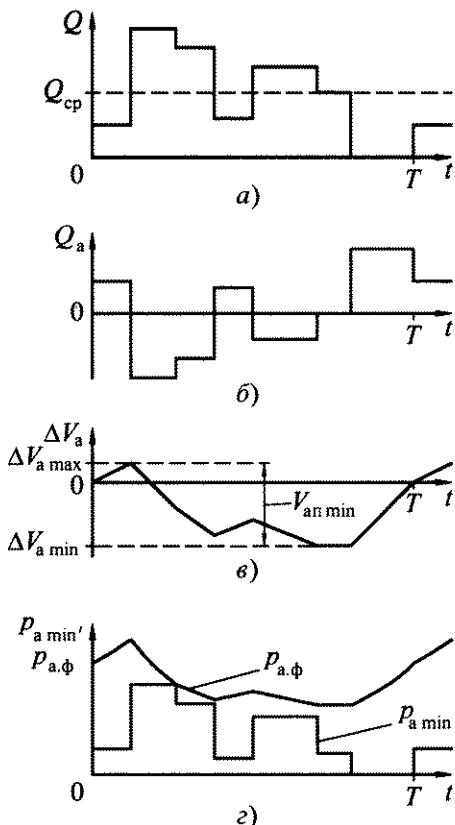


Рис. 4.10.4. Выбор параметров пневмато-гидравлического аккумулятора при использовании его для уменьшения потребной подачи и установочной мощности насоса

При использовании в гидроприводе насосов, каждый из которых имеет номинальную подачу $Q_{\text{н.н.}}$, меньшую величины Q_{n} , далее определяют потребное число n_{n} насосов. Обычно для повышения надежности насосноаккумуляторного гидропривода и обеспечения возможности ремонта и замены неисправных насосов в процессе работы привода число насосов принимается большим (по крайней мере на один насос) по сравнению с округленным отношением $Q_{\text{n}}/Q_{\text{н.н.}}$:

$$n_{\text{n}} = Q_{\text{n}}/Q_{\text{н.н.}} + n_{\text{р.н.}},$$

где $n_{\text{р.н.}}$ – число резервных насосов.

Текущий расход Q_{a} рабочей жидкости, поступающей в гидроаккумулятор (или вытесняемой из него), в процессе работы гидропривода составляет (рис. 4.10.4, б)

$$Q_{\text{a}} = Q_{\text{cp}} - Q,$$

а текущее изменение ΔV_{a} объема рабочей жидкости в гидроаккумуляторе по сравнению с объемом жидкости в начале цикла работы определяется по выражению

$$\Delta V_{\text{a}} = \int_0^t Q_{\text{a}} dt, \quad t \in [0, T].$$

Очевидно, что при $t = 0$ и $t = T$ имеем $\Delta V_{\text{a}} = 0$.

Для проведения последующих вычислений зависимость $\Delta V_{\text{a}} = \Delta V_{\text{a}}(t)$ целесообразно представить в графическом виде (см. рис. 4.10.4, в).

Минимально потребное значение $V_{\text{an min}}$ полезного (маневрового) объема V_{an} гидроаккумулятора определяют как разность между наибольшим $\Delta V_{\text{a max}}$ и наименьшим $\Delta V_{\text{a min}}$ значениями функции $\Delta V_{\text{a}} = \Delta V_{\text{a}}(t)$ на отрезке времени $[0, T]$:

$$V_{\text{an min}} = \Delta V_{\text{a max}} - \Delta V_{\text{a min}}.$$

Рекомендуется объем V_{an} назначать несколько большим $V_{\text{an min}}$:

$$V_{\text{an}} = k_V V_{\text{an min}},$$

где k_V – коэффициент запаса гидроаккумулятора по полезному объему.

При правильном выборе параметров гидроаккумулятора давление рабочей жидкости в нем в любой момент времени на протяжении всего цикла работы гидрофицированного агрегата должно быть не меньше некоторого минимально необходимого в данный момент времени давления $p_{a\min}$, определяемого из условия обеспечения движения выходных звеньев работающих при этом гидродвигателей с заданными скоростями. Текущее значение минимально необходимого давления в аккумуляторе для каждого отдельно взятого гидродвигателя зависит от нагрузки на выходном звене этого гидродвигателя, давления в сливной полости гидродвигателя, потерь давления на участке от гидроаккумулятора до напорной полости гидродвигателя (при движении его выходного звена с заданной скоростью) и сил трения в подвижных парах гидродвигателя.

В качестве $p_{a\min}$ в данный момент времени принимается наибольшее из минимально необходимых значений давления, подсчитанных для всех работающих в этот момент времени гидродвигателей (естественно, для того чтобы при повышенном давлении рабочей жидкости в аккумуляторе скорость движения выходных звеньев гидродвигателей не превышала заданных значений, последовательно с рабочими полостями каждого из гидродвигателей должен быть установлен двухлинейный регулятор расхода).

В соответствии с вышеприведенными указаниями рассчитывают и строят график зависимости $p_{a\min} = p_{a\min}(t)$ для отрезка времени $[0, T]$ (см. рис. 4.10.4, г).

Минимальное рабочее давление p_{\min} жидкости в гидроаккумуляторе принимают равным наименьшему значению давления $p_{a\min}$ за время работы гидродвигателей в течение цикла работы гидрофицированного агрегата.

Давление p_3 предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора газом выбирают несколько меньшим давления p_{\min} с тем, чтобы в процессе эксплуатации гидроаккумулятора исключить полное вытеснение из него рабочей жидкости. Очевидно, что номинальная вместимость аккумулятора недоиспользуется на величину объема жидкости, остающейся в аккумуляторе при давлении p_{\min} , поэтому, если на то нет особых требований, необходимо стремиться к наименьшей разнице значений p_3 и p_{\min} [5].

Потребная номинальная вместимость $V_{a\cdot n}$ пневмогидравлического аккумулятора находится на основании уравнения политропного процесса

$$(p_r + p_{\text{atm}}) V_r^n = \text{const}, \quad (4.10.24)$$

где p_r , V_r – соответственно избыточное давление и объем газа; p_{atm} – атмосферное давление; n – показатель политропы.

При допущении, что текущие значения избыточного давления рабочей жидкости и газа в пневмогидравлическом аккумуляторе совпадают и процессы сжатия и расширения газа характеризуются одинаковым показателем политропы, имеем

$$(p_3 + p_{\text{atm}}) V_{a\cdot n}^n = (p_{\max} + p_{\text{atm}}) V_{r\min}^n; \quad (4.10.25)$$

$$(p_{\max} + p_{\text{atm}}) V_{r\min}^n = (p_{\min} + p_{\text{atm}})(V_{r\min} + V_{a\cdot n\min})^n, \quad (4.10.26)$$

где p_{\max} , $V_{r\min}$ – соответственно максимальное избыточное давление жидкости в гидроаккумуляторе и объем газа в аккумуляторе при этом давлении.

Решая уравнения (4.10.25) и (4.10.26) совместно, получаем

$$V_{a\cdot n} = \frac{V_{a\cdot n\min} \left[(p_{\max} + p_{\text{atm}})/(p_3 + p_{\text{atm}}) \right]^{1/n}}{\left[(p_{\max} + p_{\text{atm}})/(p_{\min} + p_{\text{atm}}) \right]^{1/n} - 1}. \quad (4.10.27)$$

Как показывают экспериментальные исследования работы насосноаккумуляторных гидроприводов, процесс зарядки пневмогидравлического аккумулятора жидкостью в большинстве случаев происходит медленнее, чем процесс его разрядки, и в связи с этим характеризуется меньшим значением показателя политропы для газа. Кроме того, между концом зарядки пневмогидравлического аккумулятора и моментом начала его разрядки возможны паузы, в течение которых температура газа в гидроаккумуляторе, а следовательно, и его давление, поникаются. В силу указанных обстоятельств при разрядке гидроаккумулятора до давления p_{\min} из него вытесняется меньший объем жидкости по сравнению со случаем, когда зарядка и разрядка гидроаккумулятора происходят при одинаково большом значении показателя политропы и охлаждения газа на временном интервале от момента окончания зарядки до момента начала разрядки не происходит [5].

Поэтому при выборе потребного номинального объема пневмогидравлического аккумулятора целесообразно исходить из предположения, что процесс сжатия газа во время зарядки гидроаккумулятора жидкостью является изотермическим, т.е. происходит при $n = 1$. В этом случае уравнение (4.10.25) принимает вид

$$(p_3 + p_{\text{атм}})V_{a,n} = (p_{\max} + p_{\text{атм}})V_{r,\min}. \quad (4.10.28)$$

Исходя из уравнений (4.10.28) и (4.10.26), находим

$$V_{a,n} = \frac{V_{a,n\min}(p_{\max} + p_{\text{атм}})/(p_3 + p_{\text{атм}})}{\left[(p_{\max} + p_{\text{атм}})/(p_{\min} + p_{\text{атм}})\right]^{1/n} - 1}. \quad (4.10.29)$$

Поскольку $n > 1$, то очевидно, что значение $V_{a,n}$, вычисленное с использованием выражения (4.10.29), при прочих равных условиях больше значения $V_{a,n}$, вычисленного с использованием выражения (4.10.27). Отношение указанных значений составляет:

$$\left[(p_{\max} + p_{\text{атм}})/(p_3 + p_{\text{атм}})\right]^{1-1/n}.$$

На основании полученного значения $V_{a,n}$ потребной номинальной вместимости пневмогидравлического аккумулятора с учетом максимального рабочего давления p_{\max} производят выбор гидроаккумулятора из числа серийно выпускаемых. При отсутствии гидроаккумулятора с подходящей номинальной вместимостью возможно использование нескольких гидроаккумуляторов меньшего типоразмера, имеющих в совокупности номинальную вместимость, не меньшую потребной. В ряде случаев необходимые параметры гидроаккумулятора могут быть получены путем подключения к его газовой полости дополнительных газовых баллонов [15].

После того как значение номинального объема пневмогидравлического аккумулятора уточнено (приведено в соответствие с рядом номинальных вместимостей по ГОСТ 12448–80), выявляют фактический характер изменения давления $p_{a,\Phi}$ в гидроаккумуляторе в течение цикла работы гидрофицированного агрегата. При этом принимают, что в момент времени, когда $\Delta V_a = \Delta V_{a,\max}$, избыточное давление газа в гидроаккумуляторе равно p_{\max} . Текущее значение фактического давления $p_{a,\Phi}$ в гидроаккумуляторе находят с использованием уравнения политропного процесса (4.10.24) или графиков зависимости давления в пневмогидравлическом аккумуляторе от объема жидкости в нем при фиксированных номинальной вместимости и давлении зарядки гидроаккумулятора и

различных значениях показателя политропы [15], полагая, что изменение объема жидкости в гидроаккумуляторе на отрезке времени $[0, T]$ происходит в соответствии с ранее установленной зависимостью $\Delta V_a = \Delta V_a(t)$. В итоге строят график зависимости $p_{a,\Phi} = p_{a,\Phi}(t)$ (см. рис. 4.10.4, *г*). Указанный график сопоставляют с графиком зависимости $p_{a\min} = p_{a\min}(t)$.

При правильном выборе параметров пневмогидравлического аккумулятора, как уже отмечалось выше, для любого момента времени $t \in [0, T]$ должно выполняться условие

$$p_{a,\Phi}(t) \geq p_{a\min}(t) \quad \text{при} \quad t = \text{idem}.$$

Если последнее соотношение не выполняется, то необходимо скорректировать в большую сторону величины p_{\min} и, соответственно, p_s и повторить расчет, начиная с определения потребной номинальной вместимости гидроаккумулятора.

4.11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ЗАРЯДКИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АККУМУЛЯТОРА ИЗ УСЛОВИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЕГО МАКСИМАЛЬНОЙ ЭНЕРГОЕМКОСТИ

Определим, каким должно быть абсолютное давление $p_{r,abc}$ предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора газом, чтобы при фиксированных значениях номинальной вместимости $V_{a,n}$ аккумулятора и показателя политропы n , характеризующего процесс изменения состояния газа в аккумуляторе, энергия \mathcal{E} рабочей жидкости, запасенная в аккумуляторе (т.е. фактически энергия сжатого газа в аккумуляторе, которая может быть передана жидкости) при заданном абсолютном максимальном рабочем давлении $p_{\max,abc}$ в нем, была максимальной. Очевидно, что данная задача по своей сути является эквивалентной задаче нахождения такого значения объема $V_{r\min}$ газа в аккумуляторе с заданной номинальной вместимостью $V_{a,n}$, которому при фиксированных давлении $p_{\max,abc}$ газа и показателе политропы n соответствует максимальное значение энергии \mathcal{E} рабочей жидкости, запасенной в аккумуляторе.

Кроме того, решение рассматриваемой задачи дает также ответ и на вопрос о том, каким должно быть абсолютное давление $p_{r,abc}$ предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора газом, чтобы при заданной энергии \mathcal{E} рабочей жидкости, которая должна запасаться в аккумуляторе при давлении рабочей среды в нем, равном $p_{\max,abc}$, и фиксированном показателе политропы n потребное значение номинальной вместимости $V_{a,n}$ аккумулятора было минимальным.

Энергия, запасенная сжатым газом в пневмогидравлическом аккумуляторе и отдаваемая им в процессе разрядки аккумулятора рабочей жидкости, при исходном значении абсолютного давления рабочей среды в аккумуляторе, равном $p_{\max,abc}$, составляет

$$\mathcal{E} = \int_{V_{r\min}}^{V_{a,n}} p_{r,abc} dV_r, \quad (4.11.1)$$

где $p_{r,abc}$, V_r – текущие значения соответственно абсолютного давления и объема газа в пневмогидравлическом аккумуляторе; $V_{r\min}$ – объем газа в гидроаккумуляторе при абсолютном давлении рабочей среды в нем, равном $p_{\max,abc}$ (т.е. при $p_{r,abc} = p_{\max,abc}$).

Для случая изотермического процесса изменения состояния газа в гидроаккумуляторе (т.е. при $n = 1$) в соответствии с законом Бойля–Мариотта имеем:

$$p_{\text{габс}} V_{\text{г}} = p_{\max \text{абс}} V_{\text{г min}}; \quad (4.11.2)$$

$$p_{\max \text{абс}} V_{\text{г min}} = p_{3, \text{абс}} V_{\text{а.н.}}. \quad (4.11.3)$$

На основании выражений (4.11.1) и (4.11.2) получаем

$$\mathcal{E}_{\text{и}} = \int_{V_{\text{г min}}}^{V_{\text{а.н.}}} p_{\max \text{абс}} V_{\text{г min}} / V_{\text{г}} dV_{\text{г}} = p_{\max \text{абс}} V_{\text{г min}} \ln(V_{\text{а.н.}} / V_{\text{г min}}), \quad (4.11.4)$$

или с учетом выражения (4.11.3)

$$\mathcal{E}_{\text{и}} = p_{3, \text{абс}} V_{\text{а.н.}} \ln(p_{\max \text{абс}} / p_{3, \text{абс}}). \quad (4.11.5)$$

Воспользовавшись выражением (4.11.5), найдем производную $d\mathcal{E}_{\text{и}} / dp_{3, \text{абс}}$:

$$d\mathcal{E}_{\text{и}} / dp_{3, \text{абс}} = V_{\text{а.н.}} [\ln(p_{\max \text{абс}} / p_{3, \text{абс}}) - 1]. \quad (4.11.6)$$

Далее, приравняв указанную производную к нулю, получаем следующее выражение для определения значения $p_{3, \mathcal{E}_{\text{и}} \text{абс}}$ давления предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора газом, которому при фиксированном номинальном объеме $V_{\text{а.н.}}$ аккумулятора в случае изотермического процесса изменения состояния газа соответствует максимальное значение энергии $\mathcal{E}_{\text{и}}$ рабочей жидкости, запасаемой в аккумуляторе при абсолютном давлении газа в нем, равном $p_{\max \text{абс}}$,

$$p_{3, \mathcal{E}_{\text{и}} \text{абс}} = p_{\max \text{абс}} / e, \quad (4.11.7)$$

где e – основание натуральных логарифмов ($e = 2,718281828 \dots$ и, соответственно, $1/e \approx 0,368$).

В соответствии с выражениями (4.11.7) и (4.11.3) значение $V_{\text{г,} \mathcal{E}_{\text{и}} \text{min}}$ объема газа в аккумуляторе с заданным номинальным объемом $V_{\text{а.н.}}$, которому при $n = 1$ и давлении газа, равном $p_{\max \text{абс}}$, соответствует максимальное значение энергии $\mathcal{E}_{\text{и}}$ рабочей жидкости, запасенной в аккумуляторе, составляет

$$V_{\text{г,} \mathcal{E}_{\text{и}} \text{min}} = V_{\text{а.н.}} / e. \quad (4.11.8)$$

Нетрудно убедиться, что тот же результат получается, если, воспользовавшись выражением (4.11.4), найти производную $d\mathcal{E}_{\text{и}} / dV_{\text{г min}}$ и, приравняв ее к нулю, решить сформированное таким образом уравнение относительно $V_{\text{г min}}$.

При политропном процессе изменения состояния газа в гидроаккумуляторе (т.е. при $1 < n \leq k$, где k – показатель адиабаты, представляющий собой отношение удельной теплоемкости газа при постоянном давлении к удельной теплоемкости газа при постоянном объеме) в соответствии с уравнением политропного процесса имеем

$$p_{\text{габс}} V_{\text{г}}^n = p_{\max \text{абс}} V_{\text{г min}}^n; \quad (4.11.9)$$

$$p_{\max \text{абс}} V_{\text{г min}}^n = p_{3, \text{абс}} V_{\text{а.н.}}^n. \quad (4.11.10)$$

На основании выражений (4.11.1) и (4.11.9) получаем

$$\mathcal{E}_n = \int_{V_{r,\min}}^{V_{a,n}} p_{\max \text{abc}} \left(V_r / V_r \right)^n dV_r = p_{\max \text{abc}} V_{r,\min} \left[1 - \left(V_{r,\min} / V_{a,n} \right)^{n-1} \right] / (n-1) \quad (4.11.11)$$

или с учетом выражения (4.11.10)

$$\mathcal{E}_n = p_{3,abc} V_{a,n} \left[\left(p_{\max \text{abc}} / p_{3,abc} \right)^{1/(n-1)} - 1 \right] / (n-1). \quad (4.11.12)$$

Обозначим давления $p_{3,abc}$ предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора газом и объем $V_{r,\min}$ газа в аккумуляторе при абсолютном давлении в нем, равном $p_{\max \text{abc}}$, которым при политропном процессе изменения состояния газа и прочих равных условиях соответствует максимальное значение энергии \mathcal{E}_n рабочей жидкости, запасаемой в аккумуляторе при абсолютном давлении газа в нем, равном $p_{\max \text{abc}}$, через $p_{3,\mathcal{E}_n \text{abc}}$ и $V_{r,\mathcal{E}_n \min}$.

Определив с использованием выражения (4.11.11) производную $d\mathcal{E}_n / dV_{r,\min}$ и приравняв далее ее к нулю, находим

$$V_{r,\mathcal{E}_n \min} = V_{a,n} / n^{1/(n-1)}, \quad (4.11.13)$$

откуда с учетом выражения (4.11.10)

$$p_{3,\mathcal{E}_n \text{abc}} = p_{\max \text{abc}} / n^{n/(n-1)}. \quad (4.11.14)$$

Соотношения (4.11.13) и (4.11.14) можно также получить, если, воспользовавшись выражением (4.11.12), найти производную $d\mathcal{E}_n / dp_{3,abc}$ и, приравняв ее к нулю, решить уравнение относительно $p_{3,abc}$, а затем учесть зависимость (4.11.10).

При $n = 1,4$ согласно зависимостям (4.11.13) и (4.11.14):

$$V_{r,\mathcal{E}_n \min} = 0,431 V_{a,n}; \quad p_{3,\mathcal{E}_n \text{abc}} = 0,308 p_{\max \text{abc}}.$$

При решении рассматриваемой задачи целесообразно исходить из предположения, что процесс расширения газа во время разрядки аккумулятора является политропным и описывается выражением (4.11.9), а процесс сжатия газа во время зарядки гидроаккумулятора жидкостью является изотермическим, т.е. происходит при $n = 1$, и, соответственно, для него справедливо соотношение (4.11.3). В этом случае, очевидно, непосредственно в конце процесса разрядки аккумулятора (т.е. при расширении газа в аккумуляторе до объема $V_{a,n}$) абсолютное давление газа принимает значение, меньшее $p_{3,abc}$.

При смешанном характере изменения состояния газа в процессе разрядки и зарядки аккумулятора выражение (4.11.11) и производное из него соотношение (4.11.13), как следует из проведенных выше выкладок, остаются справедливыми. Что же касается значения $p_{3,\mathcal{E}_n \text{abc}}$ абсолютного давления $p_{3,abc}$ предварительной зарядки пневмогидравлического аккумулятора газом, которому при прочих равных условиях соответствует максимум

мум энергии \mathcal{E}_n , определяемой по выражению (4.11.11), то в соответствии с соотношениями (4.11.13) и (4.11.3) выражение для его определения имеет вид:

$$P_{3,3_c \text{ abs}} = P_{\max \text{ abs}} / n^{1/(n-1)}. \quad (4.11.15)$$

В заключение необходимо подчеркнуть, что в каждом конкретном случае выбор параметров гидроаккумулятора в первую очередь должен производиться с учетом его функционального назначения в гидроприводе.

4.12. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРОАККУМУЛЯТОРА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЕГО ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ АМПЛИТУДЫ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

Выше отмечалось, что подход к выбору параметров гидроаккумулятора зависит от того, с какой целью он используется в гидроприводе (см. п. 4.10).

При применении гидравлического аккумулятора в гидроприводе для уменьшения амплитуды пульсаций давления в напорной гидролинии объемного насоса, обусловленных неравномерностью подачи последнего, параметры аккумулятора, очевидно, должны выбираться из условия обеспечения в любой момент времени в процессе работы насоса равенства расхода рабочей жидкости, поступающей в аккумулятор или вытесняемой из него, разности между значениями текущей мгновенной и средней подач насоса (при этом жидкость должна поступать в аккумулятор в те интервалы времени, когда мгновенная подача насоса больше средней подачи, и вытесняться из него в противном случае). Для реализации данного положения, как минимум, необходимо, чтобы собственная частота гидроаккумулятора была близка к частоте основной гармоники пульсаций подачи насоса. Покажем это на основе математических выкладок, воспользовавшись расчетной схемой гидропривода, представленной на рис. 4.12.1 (Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. М.: 1968).

Не снижая общности конечных результатов проводимого исследования, при решении задачи о влиянии параметров гидроаккумулятора на амплитуду пульсаций давления в месте подключения его к напорной гидролинии объемного насоса (и, соответственно, перед прочими гидравлическими устройствами гидропривода) будем считать, что в приводе используется пружинный аккумулятор.

При пренебрежении силой контактного трения между поршнем гидроаккумулятора и его корпусом и переменностью приведенной к поршню массы уравнение движения поршня (называемого далее разделительным элементом гидроаккумулятора с учетом того, что итоговые расчетные зависимости применимы и в случае использования в гидроприводе пневмогидравлического аккумулятора любого конструктивного исполнения) может быть представлено в виде

$$m d^2x/dt^2 + f_v dx/dt + cx + P_{n,p} = A_n p \quad \text{при } 0 < x < x_{\max}, \quad (4.12.1)$$

где m – приведенная к разделительному элементу гидроаккумулятора масса собственно разделительного элемента и движущихся вместе с ним деталей аккумулятора, а также рабочей жидкости в аккумуляторе и в соединительной гидролинии между аккумулятором и напорной гидролинией насоса; x – текущая координата разделительного элемента в гидроаккумуляторе, отсчитываемая от положения разделительного элемента ($x = 0$),

при котором объем жидкостной полости аккумулятора минимален; x_{\max} – ход разделительного элемента гидроаккумулятора; t – время; f_v – приведенный к разделительному элементу гидроаккумулятора коэффициент вязкого трения, учитывающий трение собственно в аккумуляторе и в соединительной гидролинии между аккумулятором и напорной гидролинией насоса; c – коэффициент жесткости пружины гидроаккумулятора; $P_{n,p}$ – сила предварительного поджатия пружины гидроаккумулятора; A_n – эффективная площадь разделительного элемента гидроаккумулятора; p – избыточное давление рабочей жидкости в напорной гидролинии объемного насоса в месте подключения к ней гидроаккумулятора.

При пренебрежении утечками и сжимаемостью рабочей жидкости, а также податливостью стенок гидролиний и других гидравлических устройств, взаимодействующих с ней, в соответствии с законом сохранения вещества имеем

$$Q = Q_d + A_n dx/dt, \quad (4.12.2)$$

где Q – текущее значение мгновенной подачи насоса; Q_d – расход рабочей жидкости в напорной гидролинии насоса за место подключения к ней гидроаккумулятора (расход рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю).

В предположении, что статическая нагрузка на выходном звене гидродвигателя и силы трения в его подвижных соединениях на рассматриваемом этапе работы гидропривода являются постоянными величинами, избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке равно нулю и инерционные свойства выходного звена гидродвигателя и движущихся вместе с ним объектов, включая жидкость на участке от места подключения гидроаккумулятора к напорной гидролинии насоса до гидробака, не оказывают существенного влияния на переходные процессы в гидроприводе и в связи с этим могут не учитываться, используя уравнение баланса энергий для неустановившегося движения вязкой несжимаемой безынерционной жидкости, получаем

$$Q_d = G \sqrt{p - p_d}, \quad (4.12.3)$$

где G – приведенная гидравлическая проводимость участков рассматриваемого гидропривода от места подключения гидроаккумулятора к напорной гидролинии насоса до напорной полости гидродвигателя и от сливной полости гидродвигателя до гидробака; p_d – давление нагрузки (давление в напорной полости гидродвигателя, необходимое для преодоления внешней нагрузки на выходном звене гидродвигателя и сил трения в его подвижных соединениях).

Очевидно, что при принятых выше допущениях $p_d = \text{const}$.

Линеаризуем функцию $Q_d(p)$, описываемую выражением (4.12.3), в окрестностях значения $p = p_0$, соответствующего установившемуся режиму работы гидропривода при $Q = Q_0$, где Q_0 – среднее значение подачи насоса.

Воспользовавшись разложением указанной функции в ряд Тейлора и пренебрегая ввиду ожидаемой малости членами разложения, содержащими изменение (приращение) Δp давления p относительно его значения p_0 ($\Delta p = p - p_0$) в степени, большей единицы, будем иметь

$$\Delta Q_d = Q_{d0}/[2(p_0 - p_d)]\Delta p, \quad (4.12.4)$$

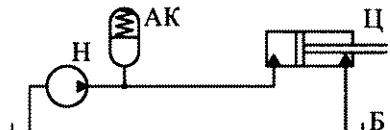


Рис. 4.12.1. Расчетная схема к задаче о выборе параметров гидроаккумулятора при использовании его для уменьшения амплитуды пульсаций давления

где ΔQ_d – приращение расхода Q_d относительно его значения Q_{d0} , соответствующего установившемуся режиму работы гидропривода при $Q = Q_0$,

$$\Delta Q_d = Q_d - Q_{d0}; \quad \Delta Q_{d0} = G \sqrt{p_0 - p_d}.$$

Поскольку при установившемся режиме работы гидропривода:

$$d^2x/dt^2 = 0 \quad \text{и} \quad dx/dt = 0,$$

то, исходя из уравнений (4.12.1) и (4.12.2), получаем:

$$cx_0 + P_{n,u} = A_n p_0 \quad \text{при} \quad 0 < x_0 < x_{\max}; \quad (4.12.5)$$

$$Q_0 = Q_{d0}, \quad (4.12.6)$$

где x_0 – значение координаты x разделительного элемента в гидроаккумуляторе, соответствующее установившемуся режиму работы гидропривода при $Q = Q_0$.

После вычитания из уравнения (4.12.1) уравнения (4.12.5), а из уравнения (4.12.2) уравнения (4.12.6) с учетом того, что

$$dx/dt = d\Delta x/dt \quad \text{и} \quad d^2x/dt^2 = d^2\Delta x/dt^2,$$

где Δx – приращение координаты x разделительного элемента в гидроаккумуляторе относительно ее значения x_0 ($\Delta x = x - x_0$), приходим к следующим уравнениям относительно приращений переменных ΔQ , ΔQ_d , Δp и Δx :

$$md^2\Delta x/dt^2 + f_v d\Delta x/dt + c\Delta x = A_n \Delta p \quad \text{при} \quad 0 < x < x_{\max}; \quad (4.12.7)$$

$$\Delta Q = \Delta Q_d + A_n d\Delta x/dt, \quad (4.12.8)$$

которые вместе с уравнением (4.12.4) образуют замкнутую систему. Здесь ΔQ – приращение текущей мгновенной подачи Q насоса относительно ее среднего значения Q_0 ($\Delta Q = Q - Q_0$) – представляет собой независимую переменную.

На основании уравнений (4.12.4) и (4.12.8) (после исключения из них переменной ΔQ_d) с учетом соотношения (4.12.6) получаем

$$\Delta p = K(\Delta Q - A_n d\Delta x/dt), \quad (4.12.9)$$

где $K = 2(p_0 - p_d)/Q_0$.

В предположении, что неравенство $0 < x < x_{\max}$ выполняется, исключив далее из уравнения (4.12.7) с использованием уравнения (4.12.9) переменную Δp , приходим к следующему дифференциальному уравнению:

$$md^2\Delta x/dt^2 + (f_v + KA_n^2)d\Delta x/dt + c\Delta x = KA_n \Delta Q. \quad (4.12.10)$$

Выполнив преобразование уравнений (4.12.7) и (4.12.10) по Лапласу при нулевых начальных условиях и затем поделив первое из преобразованных уравнений на второе, получаем выражение передаточной функции $W(s)$, устанавливающей связь между пре-

образованиями Лапласа $\Delta p(s)$ и $\Delta Q(s)$ приращений соответственно давления p в напорной гидролинии объемного насоса в месте подключения к ней гидроаккумулятора и текущей мгновенной подачи Q насоса:

$$W(s) = \frac{\Delta p(s)}{\Delta Q(s)} = K \frac{T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1}{T_2^2 s^2 + 2\xi_2 T_2 s + 1}, \quad (4.12.11)$$

где s – комплексная переменная; T_1, T_2 – постоянные времени соответственно дифференцирующего второго порядка и колебательного звеньев, $T_1 = T_2 = \sqrt{m/c}$; ξ_1, ξ_2 – коэффициенты демпфирования соответственно дифференцирующего второго порядка и колебательного звеньев (здесь и далее предполагается, что $\xi_1 < 1$),

$$\xi_1 = f_v / (2\sqrt{mc}); \quad \xi_2 = (f_v + KA_n^2) / (2\sqrt{mc}).$$

Согласно выражению (4.12.11) при рассмотрении в качестве входной и выходной величин приращений соответственно текущей мгновенной подачи Q объемного насоса и давления p в напорной гидролинии насоса в месте подключения к ней гидроаккумулятора исследуемый гидропривод в пределах принятых выше допущений эквивалентен динамической системе, состоящей из трех последовательно соединенных типовых (элементарных) звеньев: усиительного (пропорционального) с коэффициентом усиления K , дифференцирующего (форсирующего) второго порядка с постоянной времени T_1 и коэффициентом демпфирования ξ_1 и колебательного с постоянной времени T_2 и коэффициентом демпфирования ξ_2 (при $\xi_2 \geq 1$ вместо колебательного в системе фактически присутствуют два последовательно соединенных апериодических звена).

Нетрудно заметить, исходя из уравнения (4.12.9), что коэффициент K представляет собой отношение Δp и ΔQ для случая отсутствия в гидроприводе аккумулятора.

Поскольку постоянные времени T_1 и T_2 дифференцирующего второго порядка и колебательного звеньев одинаковы, а коэффициент демпфирования ξ_2 колебательного звена больше коэффициента демпфирования ξ_1 дифференцирующего звена второго порядка ($\xi_2 > \xi_1$), то амплитудная частотная характеристика $A(\omega)$ (здесь ω – угловая частота), соответствующая передаточной функции $W(s)$,

$$A(\omega) = K \frac{\sqrt{\left[(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + 4\xi_1 \xi_2 T_1^2 \omega^2 \right]^2 + \left[2T_1 \omega (1 - T_1^2 \omega^2) (\xi_1 - \xi_2) \right]^2}}}{\left(1 - T_1^2 \omega^2 \right)^2 + 4\xi_2^2 T_1^2 \omega^2} \quad (4.12.12)$$

имеет минимум при некоторой частоте ω_s , близкой к частоте ω_c собственных колебаний гидроаккумулятора с учетом инерционности и вязкого трения жидкости в соединительной гидролинии между аккумулятором и напорной гидролинией насоса (рис. 4.12.2):

$$\omega_c = \frac{1}{T_1} \sqrt{1 - \xi_1^2} = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{f_v}{2m} \right)^2}. \quad (4.12.13)$$

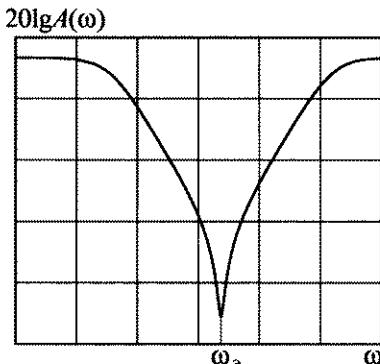


Рис. 4.12.2. Логарифмическая амплитудная частотная характеристика, соответствующая передаточной функции между приращениями давления в напорной гидролинии объемного насоса в месте подключения к ней гидроаккумулятора и текущей мгновенной подачей насоса

лась частоте ω_Q основной (первой) гармоники пульсаций подачи Q насоса.

Приведенная выше формула (4.12.13) для вычисления частоты ω_c собственных колебаний применима не только для пружинного, но и для пневмогидравлического аккумулятора, если в указанной формуле величину c трактовать как коэффициент жесткости газовой полости аккумулятора, определяемый в соответствии с выражением

$$c = dP/dx,$$

где P – сила давления газа на разделительный элемент (поршень, мембрану, эластичный баллон) пневмогидравлического аккумулятора, при параметрах газа в аккумуляторе, соответствующих установившемуся режиму работы гидропривода при $Q = Q_0$, т.е. при избыточном давлении газа в аккумуляторе, равном p_0 , и координате разделительного элемента в аккумуляторе, равной x_0 .

Используя уравнение политронного процесса для газа, нетрудно показать, что для указанных условий выражение для коэффициента жесткости газовой полости пневмогидравлического аккумулятора имеет вид:

$$c = n(p_0 + p_{\text{атм}}) A_{\text{п}}^2 / V_{r0},$$

где n – показатель политропы; $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление; V_{r0} – объем газа в пневмогидравлическом аккумуляторе при $x = x_0$.

4.13. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Проектировочный расчет гидропривода с дроссельным управлением рассмотрим на примере гидропривода поступательного движения с двухштоковым недифференциальным гидроцилиндром Ц и четырехщелевым дросселирующим гидрораспределителем Р

При этом, очевидно, минимальное значение амплитудной частотной характеристики при прочих равных условиях тем меньше, чем меньше приведенный коэффициент вязкого трения f_v . При увеличении по модулю отличия текущей частоты ω от ω_c , значение $A(\omega)$ асимптотически приближается к K и, таким образом, эффект от использования гидроаккумулятора в качестве устройства гашения колебаний давления практически исчезает.

В соответствии с вышесказанным, при использовании гидроаккумулятора с целью уменьшения амплитуды пульсаций давления в напорной гидролинии объемного насоса, обусловленных неравномерностью подачи последнего, необходимо, чтобы трение в гидроаккумуляторе и в гидролинии, посредством которой он присоединяется к напорной гидролинии насоса, было как можно меньше (с учетом возможностей реализации), а частота ω_c собственных колебаний гидроаккумулятора с учетом инерционности и вязкого трения жидкости в указанной соединительной гидролинии в первом приближении равня-

(рис. 4.13.1) для часто встречающегося на практике случая, когда в техническом задании на проектирование привода отсутствует непосредственная информация о силе, которую необходимо обеспечить на выходном звене гидропривода, и о требуемых скоростях движения выходного звена, но имеются данные, на основании которых это можно сделать расчетным путем.

Пусть в рассматриваемом случае шток гидроцилиндра Ц соединен с объектом управления ОУ, имеющим постоянную массу m и обладающим одной степенью подвижности в осевом направлении гидроцилиндра Ц, посредством упругой связи СВ1 с коэффициентом жесткости c_1 , при этом на объект управления в осевом направлении гидроцилиндра Ц действуют постоянная сила R'_0 и позиционная нагрузка с коэффициентом жесткости c_2 (на рис. 4.13.1 наличие указанной позиционной нагрузки представлено в виде упругой связи СВ2 между объектом управления и неподвижным основанием). Проектируемый гидропривод должен обеспечивать перемещение объекта управления по гармоническому закону с заданной амплитудой z_a и угловой частоты Ω :

$$z = z_0 + z_a \sin(\Omega t), \quad (4.13.1)$$

где z_0 , z – соответственно начальная и текущая координаты объекта управления; t – время.

Решение поставленной задачи выполним, пренебрегая инерционными свойствами поршня со штоком гидроцилиндра Ц и движущейся вместе с ними рабочей жидкости (ввиду ожидаемой малости суммарной массы поршня со штоком и приведенной к ним рабочей жидкости по сравнению с массой объекта управления) и всеми видами потерь энергии в рассматриваемой гидромеханической системе за исключением потерь энергии рабочей жидкости при ее протекании через рабочие окна гидрораспределителя Р.

Текущая координата у поршня (штока) гидроцилиндра Ц определяется его начальной координатой, количеством жидкости, прошедшей через соответствующие рабочие окна дросселирующего распределителя Р с момента начала работы гидропривода, и эффектами, обусловленными сжимаемостью рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра Ц и присоединенных к нему гидролиниях, а также податливостью стенок гидроцилиндра и этих гидролиний.

Поскольку гидроцилиндр с присоединенными к его полостям гидролиниями и заполняющей их рабочей жидкостью представляет собой упругую систему, то в соответствие этой системе может быть поставлена некоторая эквивалентная механическая пружина с коэффициентом жесткости c_r , при нагружении которой силой dR происходит ее деформация на такую же величину, на какую при аналогичном нагружении изменяется координата поршня (штока) гидроцилиндра в связи со сжимаемостью жидкости и податливостью стенок гидроцилиндра и гидролиний по сравнению со случаем абсолютно

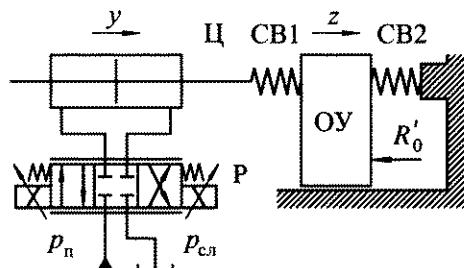


Рис. 4.13.1. Расчетная схема к задаче о выборе параметров гидропривода с дроссельным управлением:
СВ1, СВ2 – упругие связи; ОУ – объект управления; y, z – координаты соответственно поршня (штока) гидроцилиндра Ц и объекта управления ОУ

жесткого гидропривода. Получим выражение для определения коэффициента c_r на основании использования модели гидропривода с сосредоточенными параметрами.

При изменении силы на штоке гидроцилиндра на величину dR и прочих равных условиях происходит изменение положения поршня (штока) гидроцилиндра на величину dy вследствие сжимаемости рабочей жидкости и податливости стенок гидроцилиндра и присоединенных к его полостям гидролиний.

Имеющие при этом место изменения давления $dp_{\text{наг}}$ и $dp_{\text{раз}}$ в нагружаемой и разгружаемой от силы dR полостях гидроцилиндра могут быть представлены следующим образом:

$$dp_{\text{наг}} = -E_{\text{наг}} dV_{\text{наг}} / V_{\text{наг}} = E_{\text{наг}} A_n dy / V_{\text{наг}},$$

$$dp_{\text{раз}} = -E_{\text{раз}} dV_{\text{раз}} / V_{\text{раз}} = -E_{\text{раз}} A_n dy / V_{\text{раз}},$$

где $E_{\text{наг}}$, $E_{\text{раз}}$ – приведенные модули упругости гидроцилиндра с присоединенными к нему гидролиниями и рабочей жидкостью со стороны соответственно нагружаемой и разгружаемой от силы dR полостей гидроцилиндра; $V_{\text{наг}}$, $V_{\text{раз}}$ – объемы жидкости соответственно в нагружаемой и разгружаемой от силы dR полостях гидроцилиндра с учетом объемов жидкости в присоединенных к ним гидролиниях; A_n – эффективная площадь поршня гидроцилиндра.

Поскольку при вышепринятых допущениях сила P давления жидкости на поршень гидроцилиндра

$$P = A_n p_d, \quad (4.13.2)$$

где p_d – перепад давления в полостях гидроцилиндра (давление нагрузки), равна силе R на штоке гидроцилиндра Γ , т.е.

$$P = R, \quad (4.13.3)$$

то, очевидно,

$$dR = A_n (dp_{\text{наг}} - dp_{\text{раз}}).$$

С учетом того, что величина коэффициента жесткости представляет собой производную от силы, вызывающей деформацию упругого элемента, по величине этой деформации, окончательно получаем следующую формулу для определения коэффициента жесткости c_r гидропривода:

$$c_r = dR/dy = A_n^2 (E_{\text{наг}} / V_{\text{наг}} + E_{\text{раз}} / V_{\text{раз}}).$$

В простейшем случае, когда $V_{\text{наг}} = V_{\text{раз}} = V$ и $E_{\text{наг}} = E_{\text{раз}} = E$ формула для определения коэффициента c_r приобретает вид:

$$c_r = 2A_n^2 E / V.$$

С точки зрения обеспечения требуемого закона движения объекта управления при выполнении равенства (4.13.3) не имеет значения, где в энергетической цепи находится сосредоточенный упругий элемент с коэффициентом жесткости c_r : между гидрораспределителем Р и штоком гидроцилиндра Γ или между штоком гидроцилиндра Γ и упругой связью СВ1. Поэтому, неискажая физической сути решаемой задачи, перейдем к более простой расчетной схеме рассматриваемой гидромеханической системы, в которой упругий элемент с коэффициентом жесткости c_r расположен между штоком гидро-

цилиндра Ц и упругой связью СВ1, а непосредственно сам гидропривод является абсолютно жестким.

Два последовательно соединенных упругих элемента с коэффициентами жесткости c_r и c_1 могут быть заменены одним эквивалентным упругим элементом с приведенным коэффициентом жесткости c_{np} , определяемым из условия равенства деформации эквивалентного упругого элемента сумме деформаций последовательно соединенных заменяемых упругих элементов при сходных условиях нагружения:

$$1/c_{np} = 1/c_r + 1/c_1 \quad \text{или} \quad c_{np} = c_r c_1 / (c_r + c_1).$$

Тогда при согласованном выборе точек для начала отсчета координат y и z соответственно поршня (штока) гидроцилиндра Ц абсолютно жесткого гидропривода и объекта управления ОУ текущее значение силы R на штоке гидроцилиндра может быть представлено следующим образом:

$$R = c_{np} (y - z). \quad (4.13.4)$$

Уравнение движения объекта управления ОУ в рассматриваемом случае имеет вид

$$m d^2 z / dt^2 + c_2 z + R'_0 = R, \quad (4.13.5)$$

или с учетом выражения (4.13.4)

$$m d^2 z / dt^2 + (c_{np} + c_2) z + R'_0 = c_{np} y. \quad (4.13.6)$$

Для случая покоя объекта управления ОУ в положении с координатой z_0 на основании уравнения (4.13.6) получаем

$$(c_{np} + c_2) z_0 + R'_0 = c_{np} y_0, \quad (4.13.7)$$

где y_0 – координата поршня (штока) гидроцилиндра абсолютно жесткого гидропривода, соответствующая состоянию покоя объекта управления в положении с координатой z_0 .

После вычитания уравнения (4.13.7) из уравнения (4.13.6) приходим к следующему уравнению:

$$m d^2 \Delta z / dt^2 + (c_{np} + c_2) \Delta z = c_{np} \Delta y, \quad (4.13.8)$$

где $\Delta y = y - y_0$; $\Delta z = z - z_0$.

Выполнив преобразование уравнения (4.13.8) по Лапласу при нулевых начальных условиях, получаем выражение передаточной функции $W(s)$, устанавливающей связь между преобразованиями Лапласа $\Delta z(s)$ и $\Delta y(s)$ приращений координат соответственно объекта управления ОУ и поршня (штока) гидроцилиндра Ц абсолютно жесткого гидропривода:

$$W(s) = \frac{\Delta z(s)}{\Delta y(s)} = \frac{c_{np} / (c_{np} + c_2)}{s^2 / \Omega_c^2 + 1}, \quad (4.13.9)$$

где s – комплексная переменная; Ω_c – угловая частота собственных колебаний объекта управления ОУ,

$$\Omega_c = \sqrt{(c_{np} + c_2)/m}.$$

Отметим, что выражение (4.13.9) имеет вид передаточной функции консервативного звена (колебательного звена, у которого относительный коэффициент затухания равен нулю).

При $s = j\omega$ выражение (4.13.9) превращается в амплитудно-фазовую частотную характеристику рассматриваемой динамической системы

$$W(j\omega) = A(\omega) e^{j\phi(\omega)}, \quad (4.13.10)$$

где j – мнимая единица; ω – угловая частота; e – основание натуральных логарифмов ($e = 2,71828 \dots$); $A(\omega)$ – амплитудная частотная характеристика динамической системы,

$$A(\omega) = 1/[(1 + c_2/c_{np})(1 - \omega^2/\Omega_c^2)]; \quad (4.13.11)$$

, $\phi(\omega)$ – фазовая частотная характеристика динамической системы,

$$\phi(\omega) = \begin{cases} 0 & \text{при } \omega < \Omega_c; \\ -\pi & \text{при } \omega > \Omega_c. \end{cases} \quad (4.13.12)$$

С учетом выражения (4.13.10) для обеспечения движения объекта управления ОУ по закону (4.13.1) закон движения поршня (штока) гидроцилиндра Ц должен иметь вид:

$$y = y_0 + z_a \sin[\Omega t - \phi(\Omega)]/A(\Omega), \quad (4.13.13)$$

где $A(\Omega) = 1/[(1 + c_2/c_{np})(1 - \Omega^2/\Omega_c^2)].$

Далее ограничимся рассмотрением случая, когда $\Omega < \Omega_c$. При этом в соответствии с формулой (4.13.12) $\phi(\Omega) = 0$ и выражение (4.13.13) приобретает вид

$$y = y_0 + z_a \sin(\Omega t)/A(\Omega), \quad (4.13.14)$$

а закон изменения скорости движения $v = dy/dt$ поршня (штока) гидроцилиндра Ц описывается зависимостью:

$$v = v_m \cos(\Omega t), \quad (4.13.15)$$

где $v_m = z_a \Omega / A(\Omega) = z_a \Omega (1 + c_2/c_{np}) (1 - \Omega^2/\Omega_c^2).$

Из последнего выражения для максимального потребного значения v_m скорости движения поршня (штока) гидроцилиндра Ц видно, что это значение при прочих равных условиях существенно зависит от величины коэффициента жесткости c_{np} , характеризующего упругие свойства гидропривода и связи СВ1 штока гидроцилиндра Ц с объектом управления ОУ, увеличиваясь с уменьшением значения c_{np} .

Подставив в уравнение (4.13.5) выражение для z из уравнения (4.13.1), получаем следующую зависимость для определения текущего значения силы R на штоке гидроцилиндра Ц в функции времени при движении объекта управления по заданному закону (4.13.1):

$$R = R_m \sin(\Omega t) + R_0, \quad (4.13.16)$$

где $R_m = z_a(c_2 - m\Omega^2)$; $R_0 = R'_0 + c_2 z_0$.

Представив зависимости (4.13.15) и (4.13.16) соответственно в виде:

$$v/v_m = \cos(\Omega t) \quad \text{и} \quad (R - R_0)/R_m = \sin(\Omega t),$$

после возведения их во вторую степень и сложения получаем уравнение, устанавливающее связь между текущими значениями силы R на штоке гидроцилиндра Ц и скоростью движения v штока:

$$(v/v_m)^2 + [(R - R_0)/R_m]^2 = 1. \quad (4.13.17)$$

Графическую интерпретацию потребной зависимости силы на некотором элементе динамической системы от скорости движения этого элемента называют его *диаграммой нагрузки*. Очевидно, что, устанавливая связь между требуемыми силой и скоростью движения, диаграмма нагрузки дает представление о мощности, которая должна быть реализована на соответствующем элементе динамической системы для обеспечения определенного закона его движения.

Для рассматриваемого случая в соответствии с уравнением (4.13.17) диаграмма нагрузки штока гидроцилиндра Ц в прямоугольной системе координат представляет собой эллипс с полуосами v_m и R_m , направленными вдоль соответственно скорости v и силы R (рис. 4.13.2).

Уравнение (4.13.17) диаграммы нагрузки, будучи разрешено относительно потребной скорости движения v штока гидроцилиндра Ц, принимает вид

$$v = \pm v_m \sqrt{1 - [(R - R_0)/R_m]^2}. \quad (4.13.18)$$

Мощность, которая должна подводиться к штоку гидроцилиндра Ц для обеспечения движения объекта управления ОУ по заданному закону (4.13.1) и называется далее потребной, составляет

$$N_{\text{потреб}} = Rv. \quad (4.13.19)$$

В соответствии с выражением (4.13.19) при $Rv < 0$, т.е. при наличии попутной (действующей в направлении движения) нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц, значение мощности $N_{\text{потреб}}$ является отрицательным. Последнее означает, что к штоку гидроцилиндра не требуется подводить мощность, поскольку движение штока в данном случае осуществляется под действием силы R , более того – при этом требуется поглощать (рассеивать) излишнюю мощность, чтобы исключить движение штока гидроцилиндра со скоростью, большей требуемого значения при текущем значении силы R .

Определим значение силы $R_{\text{зп}}$, при которой $N_{\text{потреб}}$ имеет максимум. Не нарушая общности последующих выкладок, примем, что $R_{\text{зп}} > 0$ (это всегда можно сделать путем

соответствующего выбора положительного направления оси для отсчета координат y и z). В указанном случае значение скорости движения штока v_{3n} , соответствующее максимуму $N_{\text{потр}}$, также является положительным. При $R > 0$ и $v > 0$ выражение (4.13.19) с учетом выражения (4.13.18) принимает вид

$$N_{\text{потр}} = R v_m \sqrt{1 - [(R - R_0)/R_m]^2}. \quad (4.13.20)$$

Взяв, используя выражение (4.13.20), производную $dN_{\text{потр}}/dR$ и приравняв ее к нулю, получаем следующую формулу для определения R_{3n} :

$$R_{3n} = 3R_0 / 4 + \sqrt{(3R_0/4)^2 - (R_0^2 - R_m^2)/2}. \quad (4.13.21)$$

Соответствующее значение скорости v_{3n} при этом определяется по формуле:

$$v_{3n} = v_m \sqrt{1 - [(R_{3n} - R_0)/R_m]^2}, \quad (4.13.22)$$

являющейся производной от выражения (4.13.18).

Любому гидроприводу свойственна определенная зависимость скорости движения его выходного звена от нагрузки, действующей на это звено. Графическую интерпретацию этой зависимости называют *механической характеристикой гидропривода*.

Механическая характеристика гидропривода с недифференциальным гидроцилиндром Ц и четырехщелевым дросселирующим гидрораспределителем Р, имеющим одинаковые форму и размеры напорного и сливного рабочих окон, при принятых выше допущениях описывается выражением

$$v_{\text{расп}} = G/A_n \text{sign}x \sqrt{(p_{\text{пит}} - R/A_n \text{sign}x)/2}, \quad (4.13.23)$$

где $v_{\text{расп}}$ — скорость движения штока гидроцилиндра Ц, обеспечиваемая гидроприводом (располагаемая скорость); G — коэффициент проводимости рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя P ,

$$G = \mu A_{p,o} \sqrt{2/\rho}; \quad (4.13.24)$$

μ — коэффициент расхода рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя P ; $A_{p,o}$ — площадь проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя P ; ρ — плотность рабочей жидкости; x — координата золотника дросселирующего гидрораспределителя P относительно его нейтрального положения; $p_{\text{пит}}$ — давление питания гидропривода,

$$p_{\text{пит}} = p_n - p_{\text{сл}};$$

p_n — давление в напорном канале источника питания гидропривода (в напорном канале дросселирующего гидрораспределителя P); $p_{\text{сл}}$ — давление в сливной гидролинии привода (в сливном канале дросселирующего гидрораспределителя P).

Очевидно, что диаграмма нагрузки показывает, какую силу R необходимо создать на выходном звене гидропривода (в рассматриваемом случае — на штоке гидроцилиндра Ц) при движении его со скоростью v , а механическая характеристика гидропривода — какую скорость движения $v_{\text{расп}}$ выходного звена может обеспечить гидропривод при указанном значении R на выходном звене.

В соответствии с вышесказанным, для обеспечения движения объекта управления ОУ по заданному закону (4.13.1) необходимо, чтобы при каждом значении силы R значение скорости $v_{\text{расп(м)}}$, определяемое по выражению (4.13.23) при максимальном значении G_m коэффициента проводимости G :

$$G_m = \mu A_{p,o(m)} \sqrt{2/\rho}, \quad (4.13.25)$$

по абсолютной величине было не меньше потребного значения скорости движения штока гидроцилиндра Ц, определяемого при том же значении силы R по выражению (4.13.18), т.е. должно выполняться условие

$$|v_{\text{расп(м)}}(R)| \geq |v(R)|. \quad (4.13.26)$$

где $A_{p,o(m)}$ – максимальное значение площади $A_{p,o}$ проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя Р.

При выполнении неравенства (4.13.26) требуемый характер изменения скорости движения штока гидроцилиндра Ц обеспечивается путем соответствующего изменения значения площади $A_{p,o}$ проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя Р.

Условие (4.13.26) выполняется для бесконечного (теоретически) множества гидроприводов, характеризующихся различными значениями давления питания $p_{\text{пит}}$, эффективной площади A_n поршня гидроцилиндра и максимальной площади $A_{p,o(m)}$ проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя.

Задача проектирования состоит в том, чтобы обеспечить выполнение условия (4.13.26) при минимальном значении установочной мощности гидропривода. В первом приближении данную задачу решают следующим образом.

Мощность, которая развивается на штоке гидроцилиндра Ц при текущем значении силы R и называется далее располагаемой, составляет:

$$N_{\text{расп}} = R v_{\text{расп}}. \quad (4.13.27)$$

Располагаемая мощность $N_{\text{расп}}$ имеет максимальное значение при некотором значении силы R , равной R_{sp} . Определим это значение.

Не нарушая общности последующих выкладок, примем, что $R_{sp} > 0$. В указанном случае скорость движения штока $v_{\text{расп(з)}}$, соответствующая максимуму $N_{\text{потр}}$, также является положительной и, следовательно, $\text{sign}x = 1$. При $R > 0$ и $v_{\text{расп}} > 0$ выражение (4.13.27) с учетом выражения (4.13.23) принимает вид

$$N_{\text{расп}} = RG / A_n \sqrt{(p_{\text{пит}} - R/A_n)/2}. \quad (4.13.28)$$

Взяв, используя выражение (4.13.28), производную $dN_{\text{расп}}/dR$, полагая величины G и $p_{\text{пит}}$ постоянными, и приравняв ее к нулю, получаем следующую формулу для определения силы R_{sp} :

$$R_{sp} = 2A_n p_{\text{пит}} / 3. \quad (4.13.29)$$

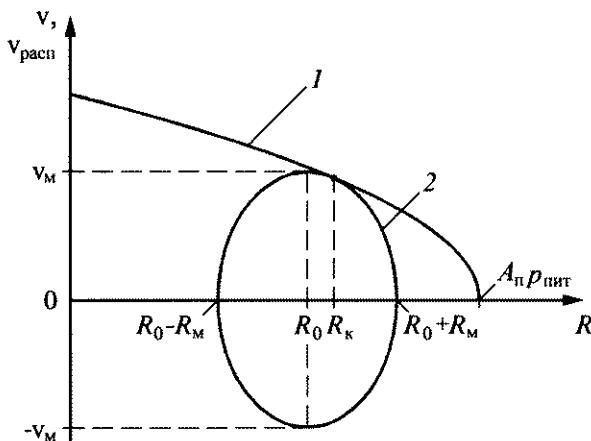


Рис. 4.13.2. Графики к решению задачи о выборе параметров гидропривода с дроссельным управлением:

1 – механическая характеристика гидропривода $v_{\text{расп}(m)}(R) = v(R)$;
2 – диаграмма нагрузки на штоке гидроцилиндра $v = v(R)$

Параметры гидропривода выбирают таким образом, чтобы режим работы, при котором на выходном звене гидропривода реализуется максимальная мощность, совпадал с режимом, на котором для обеспечения движения объекта управления по заданному закону требуется подвод к нему со стороны гидропривода максимальной мощности (Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: 1972). Сформулированное требование математически может быть представлено в виде равенства

$$R_{3p} = R_{3n}. \quad (4.13.30)$$

На основании выражений (4.13.30) и (4.13.29) получаем следующие формулы для определения потребного значения A_n эффективной площади поршня гидроцилиндра при известном значении давления питания $p_{\text{пит}}$ гидропривода и для определения потребного значения давления питания гидропривода при заданном значении эффективной площади поршня гидроцилиндра:

$$A_n = 3R_{3n}/(2p_{\text{пит}}); \quad (4.13.31)$$

$$p_{\text{пит}} = 3R_{3n}/(2A_n). \quad (4.13.32)$$

Минимально допустимая величина максимального значения G_m коэффициента проводимости рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя определяется из условия касания механической характеристикой гидропривода при $G = G_m$ диаграммы нагрузки (см. рис. 4.13.2).

Обозначим значение силы R , соответствующее точке касания механической характеристики гидропривода и диаграммы нагрузки, через R_k . Точка касания двух любых линий является для них общей и в точке касания эти линии имеют общую касательную.

В связи с этим условие касания механической характеристики гидропривода и диаграммы нагрузки может быть математически представлено в виде следующих двух равенств:

$$v_{\text{расп(м)}}(R_k) = v(R_k); \quad (4.13.33)$$

$$\left. dv_{\text{расп(м)}}(R) / dR \right|_{R=R_k} = \left. dv(R) / dR \right|_{R=R_k}. \quad (4.13.34)$$

Не нарушая общности последующих выкладок, примем, что $R_k > 0$. В указанном случае с позиций решаемой задачи интерес представляет лишь та из точек касания рассматриваемых графиков, которая расположена в области, где $v_{\text{расп(м)}} > 0$ и $v > 0$. Тогда, воспользовавшись для определения $v_{\text{расп(м)}}(R)$ и $v(R)$ выражениями

$$v_{\text{расп(м)}} = G_m / A_n \sqrt{(p_{\text{пит}} - R / A_n) / 2} \quad \text{и} \quad v = v_m \sqrt{1 - [(R - R_0) / R_m]^2},$$

являющимися частными случаями выражений соответственно (4.13.23) и (4.13.18), в результате решения системы уравнений (4.13.33) и (4.13.34) относительно неизвестных R_k и G_m получаем:

$$R_k = A_n p_{\text{пит}} - \sqrt{(A_n p_{\text{пит}} - R_0)^2 - R_m^2}; \quad (4.13.35)$$

$$G_m = 2 A_n v_m / R_m \sqrt{A_n \left[A_n p_{\text{пит}} - R_0 - \sqrt{(A_n p_{\text{пит}} - R_0)^2 - R_m^2} \right]}. \quad (4.13.36)$$

После того, как значение G_m определено [оно может быть принято с некоторым запасом по отношению к значению, рассчитанному по формуле (4.13.36)], потребное максимальное значение $A_{p.o(m)}$ площади проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя Р, исходя из выражения (4.13.25), вычисляется по формуле

$$A_{p.o(m)} = G_m / (\mu \sqrt{2/\rho}). \quad (4.13.37)$$

4.14. ОБОСНОВАНИЕ СООТНОШЕНИЯ ПРОВОДИМОСТЕЙ РАБОЧИХ ОКОН ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ, УПРАВЛЯЮЩЕГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ГИДРОЦИЛИНДРОМ

При расчете частоты собственных колебаний гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением и дифференциальным гидроцилиндром обычно используется коэффициент жесткости с гидропривода, вычисленный по формуле (см. 4.13):

$$c = A_{nn}^2 E_{nn} / V_{nn} + A_{cn}^2 E_{cn} / V_{cn}, \quad (4.14.1)$$

где A_{nn} , A_{cn} – эффективные площади поршня гидроцилиндра соответственно со стороны его напорной и сливной полостей (здесь и далее под напорной и сливной понимаются

рабочие полости гидроцилиндра, соединенные в текущий момент времени соответственно с источником потока рабочей жидкости и сливом); $E_{\text{пп}}, E_{\text{сп}}$ – приведенные модули объемной упругости участков гидропривода со стороны соответственно напорной и сливной полостей гидроцилиндра; $V_{\text{пп}}, V_{\text{сп}}$ – объемы рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях; $V_{\text{пп}} = A_{\text{пп}}z + V_{\text{пп}0}$; $V_{\text{сп}} = A_{\text{сп}}(H - z) + V_{\text{сп}0}$; z – текущая координата выходного звена (штока, плунжера или корпуса) гидроцилиндра, отсчитываемая от положения выходного звена, при котором объем напорной полости гидроцилиндра минимален; H – полный ход выходного звена гидроцилиндра; $V_{\text{пп}0}, V_{\text{сп}0}$ – минимальные значения объемов рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях (при соответствующих крайних положениях выходного звена гидроцилиндра).

В предположении, что значения приведенных модулей упругости $E_{\text{пп}}$ и $E_{\text{сп}}$ не зависят от z , минимальное значение c_{\min} коэффициента жесткости c гидропривода соответствует координате z_s выходного звена гидроцилиндра, равной

$$z_s = \begin{cases} z_{\text{экс}} & 0 \leq z_{\text{экс}} \leq H; \\ 0 & \text{при } z_{\text{экс}} \leq 0; \\ H & z_{\text{экс}} \geq H, \end{cases} \quad (4.14.2)$$

где

$$z_{\text{экс}} = [(A_{\text{пп}}^3 E_{\text{пп}})^{1/2} (A_{\text{сп}} H + V_{\text{сп}0}) - (A_{\text{сп}}^3 E_{\text{сп}})^{1/2} V_{\text{пп}0}] / [(A_{\text{пп}}^3 E_{\text{пп}})^{1/2} A_{\text{сп}} + (A_{\text{сп}}^3 E_{\text{сп}})^{1/2} A_{\text{пп}}]. \quad (4.14.3)$$

Формула (4.14.1) и производная из нее формула (4.14.3) получены в предположении, что при изменении условий работы гидропривода изменения $\Delta p_{\text{пп}}$ и $\Delta p_{\text{сп}}$ давлений $p_{\text{пп}}$ и $p_{\text{сп}}$ находятся в соотношении (см. п. 4.13)

$$\Delta p_{\text{пп}} / \Delta p_{\text{сп}} = -A_{\text{пп}} E_{\text{пп}} V_{\text{сп}} / (A_{\text{сп}} E_{\text{сп}} V_{\text{пп}}). \quad (4.14.4)$$

Нетрудно показать, что при прочих равных условиях отклонение соотношения величин $\Delta p_{\text{пп}}$ и $\Delta p_{\text{сп}}$ в любую сторону от значения, определяемого по формуле (4.14.4), приводит к уменьшению коэффициента жесткости c гидропривода и, соответственно, частоты его собственных колебаний. Так, например, в крайних случаях, когда при работе гидропривода давление в сливной или в напорной полости гидроцилиндра поддерживается постоянным (т.е. не изменяется), коэффициент жесткости c гидропривода принимает минимальные значения:

$$A_{\text{пп}}^2 E_{\text{пп}} / V_{\text{пп}} \quad \text{или} \quad A_{\text{сп}}^2 E_{\text{сп}} / V_{\text{сп}}.$$

В процессе работы гидропривода изменения $\Delta p_{\text{пп}}$ и $\Delta p_{\text{сп}}$ существенно зависят от значений коэффициента гидравлической проводимости G рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя

$$G = \mu A_{\text{р.о}} \sqrt{2/\rho},$$

где μ , $A_{p,o}$ – соответственно коэффициент расхода и площадь проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя; ρ – плотность рабочей жидкости.

Обозначим коэффициент проводимости рабочего окна дросселирующего распределителя, через которое рабочая жидкость от источника питания постоянного давления поступает в напорную полость гидроцилиндра (далее для краткости это рабочее окно будем называть напорным), через G_{nn} , а коэффициент проводимости рабочего окна, через которое рабочая жидкость из сливной полости гидроцилиндра вытесняется в гидробак (далее это рабочее окно будем называть сливным), через G_{cn} .

В соответствии с уравнением энергий

$$Q_{nn} = G_{nn} \sqrt{P_{p,o,nn}} ; \quad (4.14.5)$$

$$Q_{cn} = G_{cn} \sqrt{P_{p,o,cn}} , \quad (4.14.6)$$

где Q_{nn} , $P_{p,o,nn}$ – соответственно расход рабочей жидкости через напорное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя и потери давления на этом окне; Q_{cn} , $P_{p,o,cn}$ – соответственно расход рабочей жидкости через сливное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя и потери давления на этом окне.

При пренебрежении потерями давления на остальных участках гидропривода по сравнению с потерями давления $P_{p,o,nn}$ и $P_{p,o,cn}$ на напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя, текущие значения давления p_{nn} и p_{cn} соответственно в напорной и сливной рабочих полостях гидроцилиндра могут быть представлены следующим образом:

$$p_{nn} = p_n - P_{p,o,nn} ; \quad (4.14.7)$$

$$p_{cn} = p_{cl} + P_{p,o,cn} , \quad (4.14.8)$$

где p_n – давление в напорном канале источника питания гидропривода (в напорном канале дросселирующего гидрораспределителя); p_{cl} – давление в сливной гидролинии привода (в сливном канале дросселирующего гидрораспределителя).

Пренебрегая утечками и перетечками рабочей жидкости, в случае установившегося движения выходного звена гидроцилиндра при условии, что нарушение сплошности жидкости в напорной полости гидроцилиндра отсутствует, имеем:

$$Q_{nn}/Q_{cn} = A_{nn}/A_{cn} . \quad (4.14.9)$$

На основании уравнений (4.14.5)–(4.14.9), переходя к приращениям переменных, после несложных математических преобразований получаем

$$\Delta p_{nn}/\Delta p_{cn} = -(G_{cn}/G_{nn})^2 (A_{nn}/A_{cn})^2 . \quad (4.14.10)$$

Приравнивая правые части выражений (4.14.4) и (4.14.10), находим отношение коэффициентов гидравлической проводимости $(G_{nn}/G_{cn})_3$ рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя, которому при прочих равных условиях соответствует наибольшее значение коэффициента жесткости с гидропривода:

$$(G_{nn}/G)_3 = \sqrt{A_{nn} V_{nn} E_{cn} / (A_{cn} V_{cn} E_{nn})} . \quad (4.14.11)$$

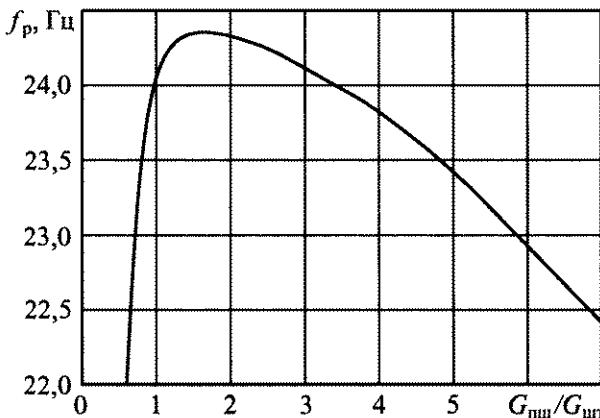


Рис. 4.14.1. Зависимость резонансной частоты f_p гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением от соотношения коэффициентов проводимости $G_{вш}$ и $G_{шт}$ рабочих окон четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя

В качестве примера на рис. 4.14.1 приведен график зависимости резонансной частоты f_p гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением [для которого в соответствии с выражением (4.14.11): $(G_{вш}/G_{шт})_s = 1,453$] от соотношения коэффициентов проводимости $G_{вш}$ и $G_{шт}$ рабочих окон четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя, через которые исполнительные каналы гидрораспределителя, соединенные соответственно с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, соединяются с напорным и сливным каналами гидрораспределителя. График получен в результате исследования математической модели гидропривода с использованием системы автоматизированного проектирования приводов и динамических систем ПРАНСПК [2].

Из графика, а также из проведенных исследований в целом следует, что резонансная частота гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением зависит от соотношения коэффициентов проводимости рабочих окон четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя, используемого в гидроприводе. При этом максимум резонансной частоты f_p при прочих равных условиях имеет место при значении отношения $G_{вш}/G_{шт}$, близком к значению $(G_{вш}/G_{шт})_s$, рассчитанному по выражению (4.14.11). Очевидно, что все высказанное справедливо и для случая использования в гидроприводе недифференциального гидроцилиндра, т.е. гидроцилиндра двухстороннего действия, у которого эффективные площади поршня со стороны обеих рабочих полостей одинаковы.

В общем случае, при использовании в гидроприводе с дроссельным управлением в качестве гидродвигателя дифференциального гидроцилиндра соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя должно быть также согласовано с соотношением эффективных площадей поршня гидроцилиндра (со стороны напорной и сливной полостей последнего), управляемого с его помощью, и величиной нагрузок, действующих в процессе эксплуатации на выходное звено гидроцилиндра.

Потребное соотношение коэффициентов проводимости напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя будем искать в виде:

$$G_{\text{пп}}/G_{\text{сн}} = (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^k, \quad (4.14.12)$$

где k – показатель степени.

Для случая установившегося движения уравнение баланса сил, действующих на выходное звено гидроцилиндра, имеет вид:

$$(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})p_{\text{пп}} = (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})p_{\text{сн}} + \Theta + R, \quad (4.14.13)$$

где R – сила на выходном звене гидроцилиндра; Θ – постоянная составляющая силы трения в подвижных парах гидроцилиндра; $f_{\text{пп}}, f_{\text{сн}}$ – коэффициенты пропорциональности переменных составляющих силы трения в подвижных парах гидроцилиндра значениям давления рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра ($f_{\text{пп}} < A_{\text{пп}}$; $f_{\text{сн}} < A_{\text{сн}}$);

На основании выражений (4.14.5)–(4.14.9), (4.14.12), (4.14.13) получаем:

$$p_{\text{пп}} = \frac{(A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})[p_{\text{сл}} + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}p_{\text{пп}}] + \Theta + R}{(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})[1 + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}(A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})/(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})]}; \quad (4.14.14)$$

$$p_{\text{сн}} = \frac{p_{\text{сл}} + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}[p_{\text{пп}} - (\Theta + R)/(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})]}{1 + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}(A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})/(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})}. \quad (4.14.15)$$

Для того чтобы при выбранном значении $p_{\text{пп}}$ давления на выходе источника питания гидропривода в случае работы привода с попутной нагрузкой на выходном звене дифференциального гидроцилиндра давление $p_{\text{пп}}$ в напорной полости гидроцилиндра не уменьшалось ниже минимально допустимого значения $p_{\text{доп min}}$, а давление $p_{\text{сн}}$ в сливной полости гидроцилиндра не повышалось сверх максимально допустимого значения $p_{\text{доп max}}$, согласно выражениям (4.14.14) и (4.14.15) должны выполняться неравенства:

$$\frac{(A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})[p_{\text{сл}} + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}p_{\text{пп}}] + \Theta - R_{\text{поп max}}}{(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})[1 + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}(A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})/(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})]} \geq p_{\text{доп min}} \quad (4.14.16)$$

$$\frac{p_{\text{сл}} + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}[p_{\text{пп}} - (\Theta - R_{\text{поп max}})/(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})]}{1 + (A_{\text{пп}}/A_{\text{сн}})^{2(k-1)}(A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})/(A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})} \leq p_{\text{доп max}}, \quad (4.14.17)$$

где $R_{\text{поп max}}$ – Максимально возможное значение попутной нагрузки на выходном звене гидроцилиндра,

$$R_{\text{поп max}} < (A_{\text{сн}} - f_{\text{сн}})p_{\text{пп}} - (A_{\text{пп}} + f_{\text{пп}})p_{\text{сл}} - \Theta.$$

Решая неравенства (4.14.16) и (4.14.17) относительно показателя степени k для случаев выдвижения и втягивания штока гидроцилиндра (т.е. для обоих возможных направлений движения выходного звена гидроцилиндра), определяем допустимые, исходя из сформулированных выше требований, пределы изменения этого параметра.

Для случая: $\Theta = 0, f_{\text{пп}} = f_{\text{сн}} = 0, p_{\text{сл}} = p_{\text{доп мин}} = 0, p_{\text{доп макс}} = p_{\text{п}}$ и $R_{\text{пп макс}} = A_{\text{сн}} p_{\text{п}}$ – система неравенств (4.14.16), (4.14.17) имеет единственное решение: $k = 1$. При этом в соответствии с выражением (4.14.12) потребное соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон дросселирующего распределителя составляет:

$$G_{\text{пп}} / G_{\text{сн}} = A_{\text{пп}} / A_{\text{сн}}.$$

При известном значении показателя степени k неравенства (4.14.16) и (4.14.17) позволяют определить давление p^* на выходе источника питания гидропривода, необходимое для того, чтобы при работе привода с попутной нагрузкой на выходном звене дифференциального гидроцилиндра давление в напорной полости гидроцилиндра не уменьшалось ниже минимально допустимого значения $p_{\text{доп мин}}$, а в сливной полости гидроцилиндра не повышалось сверх максимально допустимой величины $p_{\text{доп макс}}$.

Для случая: $k = 0$ (коэффициенты проводимости напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя одинаковы), $\Theta = 0, f_{\text{пп}} = f_{\text{сн}} = 0, p_{\text{сл}} = p_{\text{доп мин}} = 0, p_{\text{доп макс}} = p^*$ и $R_{\text{пп макс}} = A_{\text{сн}} p_{\text{п}}$ – из условия выполнения сформулированных выше требований получаем, что давление p^* на выходе источника питания гидропривода должно быть не меньше большего из значений $(A_{\text{пп}} / A_{\text{сн}})^2 p_{\text{п}}$ и $p_{\text{п}} / [(A_{\text{пп}} / A_{\text{сн}})^3 - A_{\text{пп}} / A_{\text{сн}} + 1]$, вычисленных для обоих возможных направлений движения выходного звена гидроцилиндра.

Большинство дросселирующих гидрораспределителей, выпускаемых промышленностью, имеет отношение $G_{\text{пп}} / G_{\text{сн}}$, равное единице. Вместе с тем, фирмы Rexroth и Parker производят четырехлинейные гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением, у которых коэффициент проводимости открываемых золотником рабочих окон, через которые один из исполнительных (рабочих) каналов гидрораспределителя соединяется с напорным или сливным каналом, в два раза превосходит коэффициент проводимости рабочих окон, через которые другой исполнительный канал при этом соединяется соответственно со сливным или напорным каналом.

Отношение коэффициентов проводимости, равное двум, реализовано в пропорциональных гидрораспределителях в связи с тем, что в гидроприводах достаточно широко используются поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком, имеющие отношение эффективных площадей поршня со стороны поршневой и штоковой полостей, равное двум. При применении рассматриваемых гидрораспределителей к исполнительному каналу, соединяемому с напорным и сливным каналами через рабочие окна, имеющие больший коэффициент проводимости (большую площадь проходного сечения), подключают поршневую полость дифференциального гидроцилиндра, а ко второму исполнительному каналу – штоковую полость гидроцилиндра.

Фирма Parker для управления дифференциальными гидроцилиндрами предлагает также шестилинейные гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением типа D'6FH, имеющие три исполнительных канала и два сливных. В этих гидрораспределителях все рабочие окна, открываемые золотником, имеют одинаковую площадь проходного сечения, но благодаря тому, что поршневая полость дифференциального гидроцилиндра подсоединяется к первым двум исполнительным каналам такого гидрораспределителя, а штоковая – к третьему исполнительному каналу, который в одной из рабочих позиций золотника гидрораспределителя соединяется со вторым исполнительным каналом, обеспечивается не только благоприятное результирующее соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон гидрораспределителя, но и включение гидроцилиндра по дифференциальной схеме, что в целом ряде случаев позволяет улучшить энергетические характеристики гидропривода (см. п. 4.2).

При отсутствии дросселирующего гидрораспределителя с необходимым соотношением коэффициентов проводимости рабочих окон задача обеспечения требуемых показателей работы гидропривода может быть успешно решена, например, путем соединения каждой из рабочих полостей дифференциального гидроцилиндра с источником питания постоянного давления и сливом через индивидуальный дросселирующий распределитель с электрическим или электрогидравлическим управлением, катушки электромагнитов (электромеханических преобразователей) которых подключены к разным выходам управляющего электронного устройства, причем отношение электрических сигналов на упомянутых выходах управляющего электронного устройства таково, что в каждый момент времени обеспечивается потребное соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон используемых дросселирующих распределителей (см. патент RU № 2066406).

4.15. О ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА

Регулирование контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя электрогидравлического следящего привода с дроссельным управлением, содержащего гидродвигатель и электрогидравлический усилитель (сервоклапан или гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением), осуществляют путем изменения площади проходного сечения рабочих окон электрогидравлического усилителя.

Динамические характеристики рассматриваемого привода при прочих равных условиях могут быть улучшены, если величину потребной в текущий момент времени площади проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя определять с учетом утечек и перетечек рабочей жидкости, а также сжимаемости жидкости и податливости стенок каналов в соответствии, например, с выражениями (см. патент RU № 2206804):

при $x_{\text{упр}} > 0$

$$A_{\text{п.о.} A1} = \begin{cases} S_{\text{п.о.} A1} & \text{при } S_{\text{п.о.} A1} > 0; \\ 0 & \text{при } S_{\text{п.о.} A1} \leq 0, \end{cases} \quad (4.15.1)$$

где

$$S_{\text{п.о.} A1} = \frac{A_A x_{\text{пассогл}} + k_{\text{yt.A}}(p_A - p_{\text{сл}}) + k_{\text{перет.}}(p_A - p_B) + V_A / E_A dp_A / dt}{\mu \sqrt{2(p_n - p_A)/\rho}}, \quad (4.15.2)$$

при $x_{\text{упр}} < 0$

$$A_{\text{п.о.} A} = \begin{cases} S_{\text{п.о.} A2} & \text{при } S_{\text{п.о.} A2} < 0; \\ 0 & \text{при } S_{\text{п.о.} A2} \geq 0, \end{cases} \quad (4.15.3)$$

где

$$S_{\text{п.о.} A2} = K \frac{A_B x_{\text{пассогл}} - k_{\text{yt.B}}(p_B - p_{\text{сл}}) - k_{\text{перет.}}(p_B - p_A) - V_B / E_B dp_B / dt}{\mu \sqrt{2(p_n - p_B)/\rho}}; \quad (4.15.4)$$

при $x_{\text{упр}} = 0$

$$A_{\text{п.о.} A} = 0, \quad (4.15.5)$$

где $x_{\text{упр}}$ – исходный управляющий сигнал; $A_{\text{п.о.} A}$ – вычисленное значение потребной в текущий момент времени площади проходного сечения рабочего окна электрогидравли-

ческого усилителя, через которое канал A электрогидравлического усилителя сообщается с напорной (при положительном значении $A_{p.o.A}$) или сливной (при отрицательном значении $A_{p.o.A}$) гидролиниями привода; $S_{p.o.A1}$, $S_{p.o.A2}$ – варианты потребной в текущий момент времени площади проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя, через которое канал A электрогидравлического усилителя сообщается с напорной или сливной гидролиниями привода; A_A , A_B – характерные размеры гидродвигателя (эффективная площадь поршня для гидроцилиндра; характерный объем для гидромотора) со стороны его рабочих полостей, подсоединеных соответственно к каналам A и B электрогидравлического усилителя; $x_{\text{рассогл}}$ – сигнал рассогласования; $k_{\text{ут}} A$, $k_{\text{ут}} B$ – коэффициенты утечек рабочей жидкости для участков электрогидравлического следящего привода, подсоединенных к каналам электрогидравлического усилителя соответственно A и B ; $k_{\text{перет}}$ – коэффициент перетечек рабочей жидкости между полостями гидродвигателя (каналами A и B электрогидравлического усилителя); V_A , V_B – текущие значения объемов рабочей жидкости в гидролиниях и полостях гидродвигателя, подсоединеных соответственно к каналам A и B электрогидравлического усилителя; E_A , E_B – приведенные модули объемной упругости участков электрогидравлического следящего привода, подсоединеных соответственно к каналам A и B электрогидравлического усилителя; μ – коэффициент расхода рабочего окна усилителя; ρ – плотность рабочей жидкости; p_n , $p_{\text{сл}}$ – значения давления рабочей жидкости соответственно в напорном и сливном каналах усилителя; p_A , p_B – значения давления рабочей жидкости в каналах соответственно A и B электрогидравлического усилителя; K – отношение площади $A_{p.o.A}$ проходного сечения рабочего окна усилителя, через которое канал A усилителя сообщается со сливной гидролинией привода, к площади $A_{p.o.B}$ проходного сечения рабочего окна усилителя, через которое при этом его канал B сообщается с напорной гидролинией привода ($K = A_{p.o.A} / A_{p.o.B}$; $K > 0$) (см. п. 4.14); t – время.

В случае работы гидропривода с постоянной по направлению нагрузкой, воспринимаемой рабочей жидкостью, находящейся в полости гидродвигателя, соединенной с каналом A электрогидравлического усилителя, потребную в текущий момент времени площадь проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя предпочтительнее определять с использованием выражения:

$$S_{p.o.A2} = \frac{A_A x_{\text{рассогл}} + k_{\text{ут}} A (p_A - p_{\text{сл}}) + k_{\text{перет}} (p_A - p_B) + V_A / E_A dp_A / dt}{\mu \sqrt{2(p_A - p_{\text{сл}})} / \rho}. \quad (4.15.6)$$

При использовании в качестве контролируемого параметра координаты z выходного звена гидродвигателя, входящего в состав электрогидравлического следящего привода, величины $x_{\text{упр}}$ и $x_{\text{рассогл}}$ следует определять в соответствии с выражениями:

$$x_{\text{упр}} = z_{\text{зад}} - z; \quad (4.15.7)$$

$$x_{\text{рассогл}} = k_v (z_{\text{зад}} - z), \quad (4.15.8)$$

где z – текущая координата выходного звена гидродвигателя, отсчитываемая от положения выходного звена, при котором объем рабочей полости гидродвигателя, подсоединеной к каналу A электрогидравлического усилителя, минимален; $z_{\text{зад}}$ – текущее заданное значение координаты z выходного звена гидродвигателя (входной сигнал); k_v – коэффициент усиления.

При использовании в качестве контролируемого параметра скорости движения в выходного звена гидродвигателя величины $x_{\text{упр}}$ и $x_{\text{рассогл}}$ необходимо трактовать следующим образом:

$$x_{\text{упр}} = v_{\text{зад}}; \quad (4.15.9)$$

$$x_{\text{рассогл}} = k_{\text{упр}} v_{\text{зад}} - k_{\text{oc}} v, \quad (4.15.10)$$

где v – текущая скорость движения выходного звена гидродвигателя ($v = dz/dt$); $v_{\text{зад}}$ – текущее заданное значение скорости движения в выходного звена гидродвигателя (входной сигнал); $k_{\text{упр}}, k_{\text{oc}}$ – коэффициенты усиления.

Оптимальным является следующее соотношение между коэффициентами $k_{\text{упр}}$ и k_{oc} :

$$k_{\text{упр}} = 1 + k_{\text{oc}}. \quad (4.15.11)$$

При использовании в качестве гидродвигателя гидроцилиндра или поворотного гидродвигателя текущие значения объемов рабочей жидкости в гидролиниях и полостях гидродвигателя, подсоединеных к каналам электрогидравлического усилителя соответственно A и B , являются переменными величинами:

$$V_A = V_{A0} + A_A z; \quad (4.15.12)$$

$$V_B = V_{B0} + A_B(H - z), \quad (4.15.13)$$

где V_{A0}, V_{B0} – минимальные значения объемов рабочей жидкости в гидролиниях и полостях гидродвигателя, подсоединеных соответственно к каналам A и B электрогидравлического усилителя (при соответствующих крайних положениях выходного звена гидродвигателя); H – полный ход выходного звена гидродвигателя.

Для достижения желаемого эффекта электрический управляющий сигнал, подаваемый на вход электрогидравлического усилителя, должен формироваться из условия обеспечения потребной в текущий момент времени площади проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя (на основании экспериментально определенной зависимости площади проходного сечения рабочего окна используемого электрогидравлического усилителя от величины управляющего сигнала).

Для подтверждения эффективности предлагаемого способа регулирования контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя электрогидравлического следящего привода рассмотрим, например, случай, когда $x_{\text{упр}} > 0$.

При этом канал A электрогидравлического усилителя сообщается с напорной гидролинией привода через открытое рабочее окно, потребная площадь $A_{\text{п.о.}A}$ проходного сечения которого имеет значение, определяемое выражениями (4.15.1) и (4.15.2) (понятие каналов A и B усилителя условно: любой из рабочих каналов усилителя, предназначенных для соединения с полостями гидродвигателя, может считаться каналом A или B).

Расход Q_A рабочей жидкости через рассматриваемое рабочее окно составляет

$$Q_A = \mu A_{\text{п.о.}A} \sqrt{2(p_n - p_A)/\rho}. \quad (4.15.14)$$

С учетом утечек и перетечек рабочей жидкости, а также сжимаемости жидкости и податливости стенок каналов и полостей, в которых она заключена, в соответствии с уравнением неразрывности скорость v движения выходного звена гидродвигателя (положительное значение скорости соответствует соединению канала A электрогидравлического усилителя с напорной гидролинией привода) связана с расходом Q_A жидкости, поступающей из напорной линии гидропривода в канал A электрогидравлического усилителя, следующим образом:

$$Q_A = A_A v + k_{ytA} (p_A - p_{cl}) + k_{перет} (p_A - p_B) + V_A / E_A dp_A / dt. \quad (4.15.15)$$

После подстановки в уравнение (4.15.15) выражения расхода Q_A из соотношения (4.15.14) с учетом выражений (4.15.1) и (4.15.2) (для случая $S_{p.o.A} > 0$) получаем

$$v = x_{\text{рассогл}}. \quad (4.15.16)$$

В случае, когда $x_{\text{упр}} < 0$, канал B электрогидравлического усилителя сообщается с напорной гидролинией привода через открытое рабочее окно, потребная площадь $A_{p.o.B}$ проходного сечения которого связана с площадью $A_{p.o.A}$ проходного сечения рабочего окна, через которое при этом канал A электрогидравлического усилителя сообщается со сливной линией гидропривода, соотношением

$$A_{p.o.B} = A_{p.o.A} / K. \quad (4.15.17)$$

Расход рабочей жидкости Q_B , поступающей в канал B электрогидравлического усилителя из напорной линии гидропривода, составляет

$$Q_B = \mu A_{p.o.B} \sqrt{2(p_n - p_B) / \rho}. \quad (4.15.18)$$

При этом в соответствии с уравнением неразрывности

$$Q_B = A_B v - k_{ytB} (p_B - p_{cl}) - k_{перет} (p_B - p_A) - V_B / E_B dp_B / dt. \quad (4.15.19)$$

На основании соотношений (4.15.18), (4.15.19), (4.15.17), (4.15.3) и (4.15.4) (для случая $S_{p.o.A2} < 0$) получаем

$$v = x_{\text{рассогл}}. \quad (4.15.20)$$

Очевидно, что выражения (4.15.16) и (4.15.20) совпадают. Как следует из этих выражений, при реализации предлагаемого способа регулирования контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя скорость перемещения выходного звена гидродвигателя при движении его в любом направлении (в пределах погрешности проведенных математических выкладок, связанной с переменностью целого ряда характеристик в процессе работы гидропривода, в частности, коэффициентов утечек и перетечек рабочей жидкости, приведенного модуля упругости и т.п.) оказывается инвариантной к величине нагрузки на выходном звене гидродвигателя (в пределах рабочего диапазона) и характеру изменения нагрузки, колебаниям давления в напорном и сливном каналах

электрогидравлического усилителя, а зависит лишь от величины сигнала рассогласования $x_{\text{рассогл.}}$.

При $x_{\text{упр}} = 0$, а также в случаях, когда $x_{\text{упр}} > 0$, но $S_{\text{p.o.A1}} \leq 0$, или $x_{\text{упр}} < 0$, но $S_{\text{p.o.A1}} \geq 0$ (т.е. при исходном управляющем сигнале, равном нулю, а также при управляющем сигнале, не равном нулю, но физическом несоответствии знака величины $S_{\text{p.o.A1}}$ знаку управляющего сигнала) площадь $A_{\text{p.o.A}}$ принимает нулевое значение, что соответствует запиранию полостей гидродвигателя и приводит или к снижению скорости движения выходного звена гидродвигателя до нуля, т.е. его остановке (при $x_{\text{упр}} = 0$), или к стабилизации переходных процессов в гидроприводе (при $x_{\text{упр}} \neq 0$).

В случае работы гидропривода с постоянной по направлению нагрузкой, воспринимаемой рабочей жидкостью, находящейся в полости гидродвигателя, соединенной с каналом A электрогидравлического усилителя (понятие каналов A и B усилителя, как уже отмечалось, условно), потребную в текущий момент времени площадь проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя предпочтительнее определять в зависимости от величины и характера изменения давления в нагруженной полости гидродвигателя, то есть в полости, соединенной с каналом A , вне зависимости от знака управляющего сигнала, используя для определения $S_{\text{p.o.A2}}$ выражение (4.15.6) вместо применимого при любом направлении действия нагрузки выражения (4.15.4).

Дело в том, что в более нагруженной полости гидродвигателя и соединенных в ней гидролиниях в меньшей степени проявляется влияние содержащегося в рабочей жидкости газа на текущее значение ее модуля упругости, вследствие чего при изменении условий работы привода погрешность в вычислении потребного в текущий момент времени значения площади проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя уменьшается, что способствует повышению жесткости электрогидравлического привода. Выражение (4.15.20) при использовании выражения (4.15.6) остается справедливым.

В зависимости от характера контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя исходный сигнал управления $x_{\text{упр}}$ и сигнал рассогласования $x_{\text{рассогл.}}$ определяются по-разному.

При использовании в качестве контролируемого параметра координаты z выходного звена гидродвигателя исходный сигнал управления $x_{\text{упр}}$ и сигнал рассогласования $x_{\text{рассогл.}}$ вычисляют по выражениям соответственно (4.15.7) и (4.15.8). В соответствии с выражением (4.15.8) сигнал рассогласования, а согласно выражениям (4.15.16) и (4.15.20) и текущая скорость движения v выходного звена гидродвигателя прямо пропорциональны отклонению текущего значения координаты z от ее заданного значения $z_{\text{зад.}}$

При использовании в качестве контролируемого параметра скорости движения v выходного звена гидродвигателя сигнал управления $x_{\text{упр}}$ и сигнал рассогласования $x_{\text{рассогл.}}$ вычисляются по выражениям соответственно (4.15.9) и (4.15.10). Для указанного случая на основании выражений (4.15.16) или (4.15.20) и (4.15.10) имеем:

$$v = k_{\text{упр}} v_{\text{зад}} / (1 + k_{\text{oc}}). \quad (4.15.21)$$

Таким образом, скорость движения в выходного звена гидродвигателя прямо пропорциональна текущему заданному значению $v_{зад}$ скорости движения (выходному сигналу).

Соотношение между коэффициентами $k_{упр}$ и $k_{ос}$, представленное в виде выражения (4.15.11), является оптимальным, поскольку при этом обеспечивается полное соответствие между текущим значением скорости движения в выходного звена гидродвигателя и ее текущим заданным значением $v_{зад}$. При выполнении соотношения (4.15.11), исходя из выражения (4.15.21), получаем

$$v = v_{зад}. \quad (4.15.22)$$

При использовании в качестве гидродвигателя гидроцилиндра или поворотного гидродвигателя текущие значения объемов V_A и V_B рабочей жидкости в гидролиниях и полостях гидродвигателя, подсоединеных к каналам электрогидравлического усилителя соответственно A и B , следует определять с учетом текущей координаты z выходного звена гидродвигателя в соответствии с выражениями (4.15.12), (4.15.13). Это уменьшает погрешность в вычислении потребной в текущий момент времени площади проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя и способствует повышению жесткости электрогидравлического привода.

В связи со снижением влияния утечек и перетечек рабочей жидкости, ее сжимаемости и податливости стенок гидравлических каналов на скорость движения выходного звена гидродвигателя рассматриваемый способ регулирования контролируемого параметра электрогидравлического следящего привода при прочих равных условиях обеспечивает улучшение его динамических характеристик, а именно, повышение жесткости привода и расширение тем самым его полосы пропускания частот.

4.16. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОПРИВОДЕ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ И ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ ПИТАНИЯ

Гидроприводы с дроссельным управлением в зависимости от их исполнения могут быть разделены на работающие при *постоянном расходе* рабочей жидкости и при *постоянном давлении*.

Для первых характерно то, что часть рабочей жидкости, поступающей от насоса гидропривода на вход регулирующего гидроаппарата, осуществляющего изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя, сливается через этот гидроаппарат в гидробак. В результате давление в напорной линии гидропривода оказывается зависящим от нагрузки на выходном звене гидродвигателя и в общем случае является переменным.

Более распространены (в силу своих преимуществ по совокупности характеристик) гидроприводы с дроссельным управлением, в которых невостребованная часть рабочей жидкости, подаваемой насосом, сливается в гидробак через переливной клапан. При этом на выходе насоса с точностью, определяемой расходно-перепадной характеристикой переливного клапана, поддерживается давление, близкое к постоянному.

Рассмотрим переходные процессы, протекающие в гидроприводе поступательного движения с дроссельным управлением, работающем при постоянном давлении питания, в котором в качестве регулирующего аппарата используется четырехщелевой дроссели-

рующий гидрораспределитель. Расчетная схема такого гидропривода может быть представлена в виде, показанном на рис. 4.16.1. При определенных условиях к такой же расчетной схеме приводятся принципиальные схемы аккумуляторного и насосно-аккумуляторного гидроприводов, а также гидропривода, в котором для создания потока рабочей жидкости используется регулируемый насос, оснащенный регулятором давления.

При проведении последующего анализа пренебрежем в силу ожидаемой малости утечками и перетечками рабочей жидкости за пределами источника питания гидропривода жидкостью, а также влиянием на исследуемые процессы сжимаемости рабочей жидкости и податливости стенок каналов, в которые она заключена. Кроме того, будем считать, что на рассматриваемых режимах работы гидропривода его выходное звено и приводимое рабочее оборудование не взаимодействуют с какими-либо упорами, статическая нагрузка на выходном звене гидропривода не превышает предельное значение, определяемое размерами гидроцилиндра и постоянным давлением питания, а давление рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра всегда имеет значение, большее давления насыщенного пара последней.

При построении математической модели работы гидропривода зависимость потерь давления $p_{\text{пот},jk}$ на каждом из участков гидропривода без учета потерь давления на рабочем окне дросселирующего распределителя, которое может входить в состав данного участка, от расхода Q_{jk} рабочей жидкости на этом участке аппроксимируем выражением (см. п. 2.4)

$$p_{\text{пот},jk} = \Upsilon_{jk} Q_{jk} + \Xi_{jk} Q_{jk}^2,$$

где Υ_{jk} , Ξ_{jk} – коэффициенты аппроксимации.

Здесь и в дальнейшем индексы jk указывают на принадлежность величин к характеристикам участка гидропривода с границами в j -м и k -м узлах или к характеристикам состояния потока рабочей жидкости на этом участке. Далее в качестве индексов j и k употребляются буквы и сочетания букв п, нп, сп, б, которые соответствуют следующим узлам гидропривода: напорный канал источника питания гидропривода, напорная и сливная полости гидроцилиндра, гидробак.

Силу трения $F_{\text{тр}}$ в подвижных парах гидроцилиндра представим в виде суммы двух составляющих: постоянной Θ и переменной, равной линейной комбинации скорости движения v выходного звена гидроцилиндра и избыточных давлений $p_{\text{нп}}$ и $p_{\text{сп}}$ рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра, т.е.

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{нп}} p_{\text{нп}} + f_{\text{сп}} p_{\text{сп}} + f_v v + \Theta,$$

где f_v , $f_{\text{нп}}$, $f_{\text{сп}}$ – коэффициенты пропорциональности.

При указанных допущениях математическая модель процессов, происходящих при работе гидропривода, может быть представлена в виде следующей системы уравнений:

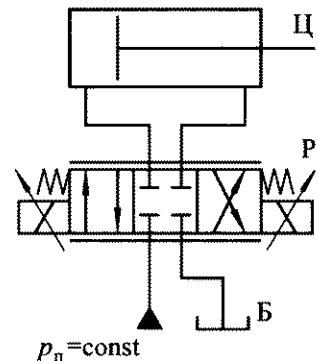


Рис. 4.16.1. Расчетная схема гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением, работающего при постоянном давлении питания

– уравнение баланса давлений в напорном канале источника питания гидропривода и в напорной полости гидроцилиндра

$$p_n = p_{nn} + (Q_{n,nn}/G_n)^2 + (\Upsilon_{n,nn} + \Xi_{n,nn}Q_{n,nn})Q_{n,nn} + M_{n,nn}dQ_{n,nn}/dt; \quad (4.16.1)$$

– уравнение неразрывности для рабочей жидкости в напорной полости гидроцилиндра

$$Q_{n,nn} = A_{nn} v; \quad (4.16.2)$$

– уравнение баланса давлений в сливной полости гидроцилиндра и в гидробаке

$$p_{cn} = p_b + E_b + (Q_{cn,b}/G_c)^2 + (\Upsilon_{cn,b} + \Xi_{cn,b}Q_{cn,b})Q_{cn,b} + M_{cn,b}dQ_{cn,b}/dt; \quad (4.16.3)$$

– уравнение неразрывности для рабочей жидкости в сливной полости гидроцилиндра

$$Q_{cn,b} = A_{cn} v; \quad (4.16.4)$$

– уравнение движения выходного звена гидроцилиндра

$$mdv/dt + v^2(\partial m/\partial z)/2 + R = (A_{nn} - f_{nn})p_{nn} - (A_{cn} + f_{cn})p_{cn} - f_v v - \Theta, \quad (4.16.5)$$

где p_n – постоянное избыточное давление в напорном канале источника питания гидропривода; G_n , G_c – текущие значения гидравлической проводимости соответственно напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя (при этом под напорным подразумевается рабочее окно данного гидроаппарата, через которое рабочая жидкость от источника питания гидропривода поступает в напорную полость гидроцилиндра, а под сливным – рабочее окно, через которое рабочая жидкость вытесняется из сливной полости гидроцилиндра); M_{jk} – коэффициент пропорциональности между инерционным перепадом давления $p_{in,jk}$ на участке гидропривода между узлами j и k и скоростью изменения расхода рабочей жидкости Q_{jk} на этом участке, $p_{in,jk} = M_{jk}dQ_{jk}/dt$; t – время; A_{nn} , A_{cn} – эффективные площади поршня гидроцилиндра со стороны соответственно его напорной и сливной полостей; z – координата выходного звена гидроцилиндра, отсчитываемая вдоль его оси от положения выходного звена, при котором объем напорной полости гидроцилиндра минимален; p_b – избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке; E_b – превышение давлением рабочей жидкости перед ее выходом в гидробак давления жидкости в баке, обусловленное, например, установкой в конце сливной гидролинии обратного клапана; m – приведенная к выходному звену гидроцилиндра масса всех движущихся вместе с указанным звеном элементов собственно гидроцилиндра и приводимого посредством гидропривода объекта (рабочего оборудования); R – сила, действующая на выходное звено гидроцилиндра со стороны приводимого рабочего оборудования, за вычетом инерционной составляющей.

Ограничимся далее рассмотрением случая, когда на расчетном интервале перемещения выходного звена гидроцилиндра приведенные к нему масса и сила R могут считаться постоянными. При этом на основании уравнений (4.16.1)–(4.16.5) после исключения переменных p_{nn} , $Q_{n,nn}$, p_{cn} и $Q_{cn,b}$ получаем:

$$w dv/dt + K_1 v + K_2 v^2 = \Pi, \quad (4.16.6)$$

где $w = m + (A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})A_{\text{пп}}M_{\text{п.пп}} + (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})A_{\text{сн}}M_{\text{сн.б}}; K_1 = (A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})A_{\text{пп}}Y_{\text{п.пп}} + (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})A_{\text{сн}}Y_{\text{сн.б}} + f_v; K_2 = (A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})A_{\text{пп}}^2(\Xi_{\text{п.пп}} + 1/G_{\text{п}}^2) + (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})A_{\text{сн}}^2(\Xi_{\text{сн.б}} + 1/G_{\text{сн}}^2); \Pi = (A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})p_{\text{п}} - (A_{\text{сн}} + f_{\text{сн}})(p_{\text{б}} + E_{\text{б}}) - R - \Theta.$

Уравнение (4.16.6) представляет собой дифференциальное уравнение первого порядка с разделяющимися переменными. Его решение при начальных условиях $v = v_0$ в момент времени $t = 0$ имеет вид

$$v = \{W_1 \operatorname{th}[W_1 t/(2w) + \ln W] - K_1\}/(2K_2), \quad (4.16.7)$$

где

$$W = \sqrt{(W_1 + W_2)/(W_1 - W_2)}; \quad W_1 = \sqrt{K_1^2 + 4K_2\Pi}; \quad W_2 = K_1 + 2K_2v_0.$$

Выражение (4.16.7) при прочих равных условиях может рассматриваться как описывающее закон изменения скорости движения в выходного звена гидроцилиндра во времени при мгновенном изменении гидравлической проводимости рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя, обусловленном мгновенным изменением положения запорно-регулирующего элемента (не влекущим за собой изменение направления движения выходного звена гидроцилиндра).

Интегрируя с учетом выражения (4.16.7) уравнение

$$v = dz/dt, \quad (4.16.8)$$

устанавливающее связь между скоростью движения и координатой выходного звена гидроцилиндра вдоль его оси, при начальных условиях $z = z_0$ в момент времени $t = 0$, получаем

$$z = z_0 + \frac{w}{K_2} \ln \frac{\operatorname{ch}[W_1 t/(2w) + \ln W]}{\operatorname{ch}(\ln W)} - \frac{K_1 t}{2K_2}. \quad (4.16.9)$$

В частном случае, когда всеми видами потерь энергии в гидроприводе за исключением потерь энергии рабочей жидкости при ее протекании через рабочие окна дросселирующего гидрораспределителя можно пренебречь, гидравлические проводимости напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя одинаковы ($G_{\text{п}} = G_{\text{сн}} = G$), гидроцилиндр является недифференциальным ($A_{\text{пп}} = A_{\text{сн}} = A$) и начальная скорость движения выходного звена гидроцилиндра равна нулю ($v_0 = 0$), имеем:

$$w = m + A^2(M_{\text{п.пп}} + M_{\text{сн.б}}); \quad K_1 = 0; \quad K_2 = 2A^3/G^2; \quad \Pi = A(p_{\text{п}} - p_{\text{б}}) - R;$$

$$W_1 = 2\sqrt{K_2\Pi}; \quad W_2 = 0; \quad W = 1.$$

При этом выражения (4.16.7) и (4.16.9) приобретают соответственно вид:

$$v = \sqrt{\Pi/K_2} \operatorname{th}\left(\sqrt{K_2\Pi}t/w\right), \quad (4.16.10)$$

$$\text{и} \quad z = z_0 + \frac{w}{K_2} \ln \left[\operatorname{ch} \left(\sqrt{K_2 P} t / w \right) \right]. \quad (4.16.11)$$

Предположим в дополнение к вышеперечисленным допущениям, что инерционными свойствами всех перемещающихся вместе с выходным звеном гидроцилиндра элементов (включая рабочую жидкость в полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях) можно пренебречь (т.е. можно считать $w = 0$), а сила R , действующая на выходное звено гидроцилиндра со стороны приводимого рабочего оборудования, прямо пропорциональна изменению Δz координаты z этого звена, отсчитываемой вдоль его оси в фиксированном направлении, относительно некоторого промежуточного рабочего положения z_0 данного звена ($\Delta z = z - z_0$),

$$R = c \Delta z, \quad (4.16.12)$$

где c – приведенный коэффициент жесткости нагрузки.

Другими словами, рассмотрим случай, когда нагрузка на выходном звене гидроцилиндра является позиционной.

Определим закон движения выходного звена гидроцилиндра при изменении гидравлической проводимости рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя во времени по гармоническому закону с заданными значениями амплитуды G_a и угловой частоты Ω

$$G = G_a \sin(\Omega t). \quad (4.16.13)$$

В данном случае изменение знака гидравлической проводимости G_a с положительного на отрицательный и наоборот, в соответствии с выражением (4.16.13), следует трактовать как изменение соединения полостей гидроцилиндра с напорной и сливной гидролиниями привода.

С учетом совокупности принятых допущений и ограничений, а также условий (4.16.12) и (4.16.13) уравнение (4.16.6) приводится к виду (Электрогидравлические следящие системы / под ред. В.А. Хохлова. М.: 1971)

$$v = \frac{G_a}{A} \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ p_n - p_b - \frac{c \Delta z}{A} \operatorname{sign}[\sin(\Omega t)] \right\}} \sin(\Omega t). \quad (4.16.14)$$

Очевидно, что при

$$\Delta z \operatorname{sign}[\sin(\Omega t)] = \Delta z_{\max},$$

где Δz_{\max} – максимально возможное в рассматриваемом случае изменение Δz координаты z выходного звена гидроцилиндра при работе его в режиме двигателя,

$$\Delta z_{\max} = A(p_n - p_b)/c, \quad (4.16.15)$$

$v = 0$ и координата выходного звена гидроцилиндра не изменяется, то есть величина Δz остается постоянной и равной $\Delta z = \Delta z_{\max} \operatorname{sign}[\sin(\Omega t)]$ до тех пор, пока функция $\operatorname{sign}[\sin(\Omega t)]$ не изменит свой знак.

Принимая во внимание соотношение (4.16.8) и то положение, что $d\Delta z/dt \equiv dz/dt$, исходя из уравнения (4.16.14) при условии, что $\Delta z \operatorname{sign}[\sin(\Omega t)] < \Delta z_{\max}$, получаем

$$d\Delta z / \sqrt{\frac{1}{2} \left(p_n - p_6 - \frac{c\Delta z}{A} \operatorname{sign}[\sin(\Omega t)] \right)} = \frac{G_a}{A} \sin(\Omega t) dt. \quad (4.16.16)$$

Последнее уравнение в общем виде не интегрируется, однако для интервалов времени, в течение которых функция $\sin(\Omega t)$ не меняет свой знак, его решение может быть найдено. Воспользуемся данным обстоятельством.

Знак функции $\sin(\Omega t)$ остается неизменным, если выполняется условие

$$(n-1)\pi \leq \Omega t \leq n\pi, \quad \text{или} \quad (n-1)\pi/\Omega \leq t \leq n\pi/\Omega, \quad (4.16.17)$$

где n – целое число.

При значениях времени t , которым в неравенстве (4.16.17) соответствует нечетное число n , $\operatorname{sign}[\sin(\Omega t)] = 1$. Для указанного случая решение уравнения (4.16.16) при условии, что $|\Delta z| < \Delta z_{\max}$, имеет вид

$$-4A/c\sqrt{(p_n - p_6 - c\Delta z/A)/2} = -G_a/(A\Omega)\cos(\Omega t) + C_{\text{неч}}. \quad (4.16.18)$$

Постоянную интегрирования $C_{\text{неч}}$ определим из начальных условий: $\Delta z = \Delta z_{n-1}$ в момент времени $t_{n-1} = (n-1)\pi/\Omega$. С учетом того, что при $t_{n-1} = (n-1)\pi/\Omega$, где n – нечетное число, $\cos(\Omega t) = 1$, в соответствии с соотношением (4.16.18) находим

$$C_{\text{неч}} = G_a/(A\Omega) - 4A/c\sqrt{(p_n - p_6 - c\Delta z_{n-1}/A)/2}. \quad (4.16.19)$$

В результате решения уравнения (4.16.18) относительно переменной Δz с учетом выражения (4.16.19) получаем:

$$\Delta z = \Delta z_{n-1} + \frac{G_a}{A\Omega} [1 - \cos(\Omega t)] \left\{ \sqrt{(p_n - p_6 - c\Delta z_{n-1}/A)/2} - \frac{G_a c}{8A^2\Omega} [1 - \cos(\Omega t)] \right\} \quad (4.16.20)$$

при $|\Delta z| < \Delta z_{\max}$ и $(n-1)\pi/\Omega \leq t \leq n\pi/\Omega$, где n – нечетное число.

Проведя аналогичные выкладки для значений времени t , которым в неравенстве (4.16.17) соответствует четное число n , приходим к следующему решению уравнения (4.16.16):

$$\Delta z = \Delta z_{n-1} - \frac{G_a}{A\Omega} [1 + \cos(\Omega t)] \left\{ \sqrt{(p_n - p_6 + c\Delta z_{n-1}/A)/2} - \frac{G_a c}{8A^2\Omega} [1 + \cos(\Omega t)] \right\} \quad (4.16.21)$$

при $|\Delta z| < \Delta z_{\max}$ и $(n-1)\pi/\Omega \leq t \leq n\pi/\Omega$, где n – четное число.

Сопоставляя выражения (4.16.20) и (4.16.21), нетрудно убедиться в том, что их можно представить в виде единой формулы:

$$\Delta z = \Delta z_{n-1} - (-1)^n \frac{G_a}{A\Omega} [1 + (-1)^n \cos(\Omega t)] \left\{ \sqrt{(p_n - p_6 + (-1)^n c\Delta z_{n-1}/A)/2} - \frac{G_a c}{8A^2\Omega} [1 + (-1)^n \cos(\Omega t)] \right\} \quad (4.16.22)$$

при $|\Delta z| < \Delta z_{\max}$ и $(n-1)\pi/\Omega \leq t \leq n\pi/\Omega$.

В случае, когда при $t_0 = 0$ величина Δz тоже равна нулю, т.е. $\Delta z_0 = 0$, наибольшее значение изменения координаты Δz выходного звена гидроцилиндра в области положительных значений t достигается при $n = 1$ в момент времени $t_1 = \pi/\Omega$ (так как при любых других значениях $n \geq 1$ движение выходного звена гидроцилиндра начинается при его смещении относительно координаты z_0 в противоположном направлении по отношению к тому, в котором будет происходить движение; заметим, что при этом на каждом из интервалов времени $(n - 1)\pi/\Omega \leq t \leq n\pi/\Omega$ на начальном этапе движения выходного звена гидроцилиндра действующая на него позиционная нагрузка является попутной). В соответствии с формулой (4.16.22) при $\Delta z_0 = 0$ величина Δz_1 , соответствующая $t_1 = \pi/\Omega$, составляет

$$\Delta z_1 = G_a / (A\Omega) \left[\sqrt{2(p_n - p_0)} - G_a c / (2A^2\Omega) \right]. \quad (4.16.23)$$

При отсутствии нагрузки на выходном звене гидроцилиндра (т.е. при $c = 0$) и прочих равных условиях Δz_n для всех моментов времени $t_n = n\pi/\Omega$, соответствующих нечетным значениям n , как следует из формулы (4.16.22), которая справедлива и для этого случая, является одинаковой и равной (при $\Delta z_0 = 0$)

$$\Delta z_n = G_a / (A\Omega) \sqrt{2(p_n - p_0)}. \quad (4.16.24)$$

Таким образом, в рассматриваемом случае при прочих равных условиях нагружение выходного звена гидроцилиндра позиционной нагрузкой по сравнению со случаем полного отсутствия нагрузки приводит к уменьшению наибольшего изменения координаты выходного звена гидроцилиндра на величину [см. выражения (4.16.23) и (4.16.24)]

$$G_a^2 c / (2A^3\Omega^2).$$

Анализ формулы (4.16.22) показывает, что при $t \rightarrow \infty$ $|\Delta z_n| \rightarrow |\Delta z_{n-1}|$ и выходное звено гидроцилиндра совершает колебания относительно его положения с координатой z_0 . Тогда, приняв, что в момент времени $t_n = n\pi/\Omega$ $\Delta z_n = -\Delta z_{n-1}$, и воспользовавшись формулой (4.16.22), находим амплитуду Δz_a установившихся колебаний выходного звена гидроцилиндра ($\Delta z_a = |\Delta z_n| = |\Delta z_{n-1}|$ при $t \rightarrow \infty$):

$$\Delta z_a = G_a / (A\Omega) \sqrt{(p_n - p_0)/2 - \left[G_a c / (4A^2\Omega) \right]^2}. \quad (4.16.25)$$

4.17. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОРШНЯ ГИДРОЦИЛИНДРА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПОПУТНОЙ НАГРУЗКИ

Для гидроприводов целого ряда машин характерна работа с попутной (т.е. действующей в направлении движения) нагрузкой на штоках гидроцилиндров. При определенной величине попутной нагрузки относительная скорость движения поршня гидроцилиндра насосного гидропривода может превышать значение, обусловливаемое подачей насоса, что влечет за собой снижение давления в напорной полости гидроцилиндра

вплоть до критического уровня, при котором происходит нарушение сплошности рабочей жидкости, характеризующееся интенсивным выделением из жидкости растворенных в ней газов и парообразованием. Нарушение сплошности рабочей жидкости отрицательно сказывается как на функционировании непосредственно самого гидропривода, так и на протекании технологического процесса, выполняемого базовым агрегатом.

Здесь и далее под напорной подразумевается та из рабочих полостей гидроцилиндра, в которую на рассматриваемом режиме работы гидропривода поступает рабочая жидкость от насоса, а полость, из которой рабочая жидкость вытесняется, называется сливной (даже если эта полость соединена с напорной гидролинией насоса, как это имеет место со штоковой полостью гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком при включении гидроцилиндра по дифференциальной схеме).

После перемещения золотника гидрораспределителя в соответствующую рабочую позицию движение поршня гидроцилиндра при наличии на его штоке значительной попутной нагрузки можно представить состоящим из двух последовательных этапов. На первом этапе движения происходит разгон поршня до скорости v_Q , обусловливаемой объемной подачей Q насоса гидропривода и без учета утечек рабочей жидкости вне насоса равной

$$v_Q = Q/[n(A_{\text{пп}} - k'_{\text{дс}} A_{\text{сп}})], \quad (4.17.1)$$

где n – число параллельно соединенных идентичных гидроцилиндров, между которыми поровну распределяется внешняя нагрузка; $A_{\text{пп}}$, $A_{\text{сп}}$ – эффективные площади поршня гидроцилиндра со стороны соответственно его напорной и сливной полостей;

$$k'_{\text{дс}} = \begin{cases} 0 & \text{– при простом включении гидроцилиндра;} \\ 1 & \text{– при дифференциальном включении гидроцилиндра} \end{cases}$$

(очевидно, что о дифференциальном включении гидроцилиндра речь может идти лишь в том случае, когда $A_{\text{пп}} > A_{\text{сп}}$).

На втором этапе под действием попутной нагрузки происходит увеличение относительной скорости движения поршня сверх значения v_Q . При этом в напорной полости гидроцилиндра возможно образование вакуума.

Характер движения поршня гидроцилиндра на любом из упомянутых этапов может быть установлен в результате решения системы уравнений, описывающих работу гидропривода с учетом податливости его элементов, утечек рабочей жидкости и изменения приведенных к штоку гидроцилиндра массы и внешних сил.

Однако, как показывают экспериментальные данные и результаты расчетов, при выяснении закона движения поршня гидроцилиндра на втором этапе в большинстве случаев без внесения ощутимой погрешности в конечные результаты решения поставленной задачи можно существенно упростить уравнения, описывающие работу гидропривода, пренебрегая податливостью всех его элементов, утечками рабочей жидкости и влиянием давления в напорной полости гидроцилиндра на движение поршня.

Принимая во внимание сказанное и используя осредненные по перемещению поршня значения $R_{\text{пп,ср}}$ и $m_{\text{пп,ср}}$ приведенных к поршням гидроцилиндров соответст-

венно результирующей внешних сил (в данном случае попутной) и массы собственно поршней и движущихся вместе с ними элементов гидроцилиндров и рабочего оборудования (объекта управления), уравнение движения поршня гидроцилиндра на втором этапе получаем в следующем виде (см. п. 4.16):

$$wdv/dt + K_1 v + K_2 v^2 = \Pi, \quad (4.17.2)$$

где $w = m_{np, cp} / [n(A_{cn} + f_{cn})] + nA_{cn}[k'_{nc} M_{cn,b} + k'_{dc}(M_{cn,ob} + M_{ob,np})]$;

$$k'_{nc} = 1 - k'_{dc}; \quad K_1 = K_{11}Q + K_{12}; \quad K_{11} = 2k'_{dc}nA_{cn}\Xi_{ob,np};$$

$$K_{12} = nA_{cn}[k'_{nc}\Upsilon_{cn,b} + k'_{dc}(\Upsilon_{cn,ob} + \Upsilon_{ob,np})] + f_v/(A_{cn} + f_{cn});$$

$$K_2 = (nA_{cn})^2[k'_{nc}\Xi_{cn,b} + k'_{dc}(\Xi_{cn,ob} + \Xi_{ob,np})]; \quad \Pi = \Pi_1 - K_{31}Q - K_{32}Q^2;$$

$$\Pi_1 = (R_{np, cp} - n\Theta) / [n(A_{cn} + f_{cn})] - k'_{nc}(E_6 + p_6); \quad K_{31} = k'_{dc}\Upsilon_{ob,np};$$

$$K_{32} = k'_{dc}\Xi_{ob,np};$$

v — текущее значение скорости движения поршня гидроцилиндра относительно его корпуса,

$$v = dz/dt; \quad (4.17.3)$$

z — координата поршня в гидроцилиндре, отсчитываемая от положения поршня, при котором объем напорной полости гидроцилиндра минимален; t — время; Θ — постоянная составляющая силы трения в подвижных парах гидроцилиндра; f_{cn} — коэффициент пропорциональности между соответствующей переменной составляющей силы трения в подвижных парах гидроцилиндра и текущим значением избыточного давления p_{cn} рабочей жидкости в сливной полости гидроцилиндра; f_v — коэффициент пропорциональности между соответствующей переменной составляющей силы трения в подвижных парах гидроцилиндра и текущим значением скорости движения v поршня гидроцилиндра; M_{jk} — коэффициент пропорциональности между инерционным перепадом давления $P_{in,jk}$ на участке гидропривода между узлами j и k и скоростью изменения расхода рабочей жидкости Q_{jk} на этом участке,

$$P_{in,jk} = M_{jk} dQ_{jk}/dt$$

(использованные выше в качестве подстрочных индексов j и k буквы и сочетания букв сп, np, б, об соответствуют следующим узлам гидропривода: сливная и напорная полости гидроцилиндра, гидробак и место завершения объединения потоков рабочей жидкости, поступающей от насоса и из сливной полости гидроцилиндра при дифференциальном включении последнего); Υ_{jk} , Ξ_{jk} — коэффициенты аппроксимации зависимости потерь давления $p_{pot,jk}$ на участке гидропривода между узлами j и k от расхода рабочей жидкости Q_{jk} на этом участке, $p_{pot,jk} = \Upsilon_{jk} Q_{jk} + \Xi_{jk} Q_{jk}^2$; E_6 — превышение давлением рабочей жидкости перед ее выходом в гидробак давления жидкости в баке, обусловленное, например, установкой в конце сливной гидролинии обратного клапана; p_6 — избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке.

Из уравнения (4.17.2), в частности, следует, что скорость установившегося движения поршня гидроцилиндра не превышает значение v_Q , если выполняется условие

$$Q \geq Q_{\text{up}} , \quad (4.17.4)$$

где

$$Q_{\text{up}} = n(A_{\text{ин}} - k'_{\text{дс}} A_{\text{сп}}) \left(\sqrt{C_1^2 + 4C_2 \Pi_1} - C_1 \right) / (2C_2); \quad (4.17.5)$$

$$C_1 = K_{12} + n(A_{\text{ин}} - k'_{\text{дс}} A_{\text{сп}})K_{31}; \quad C_2 = K_2 + n(A_{\text{ин}} - k'_{\text{дс}} A_{\text{сп}})K_{11} + [n(A_{\text{ин}} - k'_{\text{дс}} A_{\text{сп}})]^2 K_{32}.$$

При этом давление рабочей жидкости в напорной полости гидроцилиндра по окончании рассматриваемого переходного процесса будет не ниже атмосферного.

Интегрируя последовательно уравнения (4.17.2) и (4.17.3) при начальных условиях $v = v_Q$ и $z = z_{1k}$ в момент времени $t = 0$, получаем, что изменение скорости движения v и координаты z поршня на втором этапе описываются выражениями:

$$v = \{W_1 \operatorname{th}[W_1 t / (2w) + \ln W] - K_1\} / (2K_2); \quad (4.17.6)$$

$$z = z_{1k} + \frac{w}{K_2} \ln \frac{\operatorname{ch}[W_1 t / (2w) + \ln W]}{\operatorname{ch}(\ln W)} - \frac{K_1 t}{2K_2}, \quad (4.17.7)$$

где $W = \sqrt{(W_1 + W_2)/(W_1 - W_2)}$; $W_1 = \sqrt{K_1^2 + 4K_2 \Pi}$; $W_2 = K_1 + 2K_2 v_Q$, z_{1k} – координата поршня в гидроцилиндре в конце первого этапа движения.

Качество наполнения напорной полости гидроцилиндра на рассматриваемом режиме работы гидропривода может быть оценено по величине давления в этой полости, которое определим как давление имеющегося в рабочей жидкости (которая фактически представляет собой жидкостно-газовую смесь) нерастворенного газа. Будем считать, что из всех компонентов гидропривода упругим является лишь нерастворенный в жидкости газ, действию пониженного давления подвергается только газ, находящийся в напорных полостях гидроцилиндров и в соответствующих подводящих гидролиниях; содержание нерастворенного газа в единице объема рабочей жидкости, приведенное к некоторому фиксированному значению p_ϕ избыточного давления, и температура газа во время переходного процесса не изменяются. Тогда применимо уравнение

$$(p_{\text{ин}1k} + p_{\text{атм}})V_{f1k}/m_{f1k} = (p_{\text{ин}2} + p_{\text{атм}})V_{f2}/m_{f2}, \quad (4.17.8)$$

где $p_{\text{ин}1k}$, V_{f1k} , m_{f1k} – соответственно избыточное давление, объем и масса нерастворенного газа в напорных полостях гидроцилиндров и присоединенных к ним гидролиниях в конце первого этапа движения поршней; $p_{\text{ин}2}$, V_{f2} , m_{f2} – соответственно текущие избыточное давление, объем и масса нерастворенного газа в напорных полостях гидроцилиндров и присоединенных к ним гидролиниях на втором этапе движения поршней.

Пусть при давлении p_ϕ объем рабочей жидкости (жидкостно-газовой смеси) равен V_0 , а коэффициент содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости по объему составляет δ_ϕ . В пределах принятых допущений объем V_i рабочей жидкости при избыточном давлении p_i может быть определен следующим образом:

$$V_i = \{1 - \delta_\phi [1 - (p_\phi + p_{\text{атм}})/(p_i + p_{\text{атм}})]\} V_0, \quad (4.17.9)$$

откуда

$$V_0 = k_i V_i, \quad (4.17.10)$$

где

$$k_i = 1/\{1 - \delta_\phi [1 - (p_\phi + p_{\text{атм}})/(p_i + p_{\text{атм}})]\}. \quad (4.17.11)$$

С учетом соотношения (4.17.10) имеем

$$V_{\text{нп}1\kappa} = [1 - k_{\text{нп}}(1 - \delta_\phi)](V_{\text{нп}0} + nA_{\text{нп}}z_{1\kappa}); \quad (4.17.12)$$

$$M_{\text{р}1\kappa} = \rho_{\text{р},\phi} V_{\text{нп}1\kappa} (p_{\text{нп}1\kappa} + p_{\text{атм}})/(p_\phi + p_{\text{атм}}); \quad (4.17.13)$$

$$V_{\text{р}2} = V_{\text{нп}1\kappa} + n[A_{\text{нп}} - k'_{\text{дс}} k_{\text{сп}}(1 - \delta_\phi)A_{\text{сп}}](z - z_{1\kappa}) - k_{\text{под}}(1 - \delta_\phi)Qt; \quad (4.17.14)$$

$$M_{\text{р}2} = \rho_{\text{р},\phi} \delta_\phi [k_{\text{нп}}(V_{\text{нп}0} + nA_{\text{нп}}z_{1\kappa}) + k'_{\text{дс}} k_{\text{сп}} nA_{\text{сп}}(z - z_{1\kappa}) + k_{\text{под}}Qt], \quad (4.17.15)$$

где $V_{\text{нп}0}$ – внутренний объем напорных полостей гидроцилиндров и присоединенных к ним гидролиний при $z = 0$; $\rho_{\text{р},\phi}$ – плотность газа при избыточном давлении p_ϕ и рабочей температуре; $k_{\text{нп}}, k_{\text{сп}}, k_{\text{под}}$ – значения коэффициента k_i [см. выражение (4.17.11)] при значениях давления p_i , соответственно равных $p_{\text{нп}1\kappa}$, $p_{\text{сп}2}$ и $p_{\text{под}}$; $p_{\text{сп}2}$ – среднее по ходу поршня избыточное давление в сливных полостях гидроцилиндров на втором этапе движения поршней; $p_{\text{под}}$ – избыточное давление, при котором определена подача насоса.

При малой продолжительности разгона поршня от скорости v_Q до скорости практически установившегося движения величина давления $p_{\text{сп}2}$ может быть принята равной

$$p_{\text{сп}2} = [R_{\text{нр,сп}} - n(\Theta + f_v v_{\text{уст}})]/[n(A_{\text{сп}} + f_{\text{сп}})],$$

где $v_{\text{уст}}$ – скорость установившегося движения поршня гидроцилиндра под действием попутной нагрузки,

$$v_{\text{уст}} = (W_1 - K_1)/(2K_2).$$

Если искомой величиной является потребная подача Q насоса, то значение давления $p_{\text{сп}2}$ в первом приближении можно определять по приведенному выражению при $Q = Q_{\text{нр}}$:

На основании уравнения (4.17.8) с учетом выражений (4.17.12)–(4.17.15) получаем следующую формулу для определения текущего значения избыточного давления $p_{\text{пп}2}$ в напорной полости гидроцилиндра на втором этапе движения поршня:

$$\begin{aligned} p_{\text{пп}2} = & \delta_{\phi} [k_{\text{пп}}(V_{\text{пп}0} + nA_{\text{пп}}z_{1K}) + k'_{dc}k_{cn}nA_{cn}(z - z_{1K}) + k_{\text{под}}Qt](p_{\phi} + \\ & + p_{\text{атм}}) / \{ [1 - k_{\text{пп}}(1 - \delta_{\phi})](V_{\text{пп}0} + nA_{\text{пп}}z_{1K}) + n[A_{\text{пп}} - k'_{dc}k_{cn}(1 - \delta_{\phi})A_{cn}](z - z_{1K}) - \\ & - k_{\text{под}}(1 - \delta_{\phi})Qt\} - p_{\text{атм}}. \end{aligned} \quad (4.17.16)$$

Отметим, что выражение (4.17.16) и последующие зависимости, получающиеся на его основе, применимы при ограниченных значениях снижения давления в напорной полости гидроцилиндра относительно атмосферного. Это связано с тем, что масса нерастворенного газа в рабочей жидкости зависит от ее давления и при понижении последнего до определенного уровня интенсивно увеличивается за счет выделения из жидкости растворенного газа. При понижении давления возможен также переход жидкости в парообразное состояние.

При движении поршня под действием попутной нагрузки наименьшее давление в напорной полости гидроцилиндра при прочих равных условиях имеет место в момент встречи поршнем (штоком) гидроцилиндра или рабочим оборудованием препятствия. Как следует из выражения (4.17.16), для того чтобы в исследуемом случае избыточное давление в напорной полости гидроцилиндра не опускалось ниже допустимого значения $p_{\text{доп}}$, должно выполняться условие

$$Qt_{2K} \geq V_{\min}, \quad (4.17.17)$$

где $V_{\min} = \{(p_{\text{доп}} + p_{\text{атм}})(V_{\text{пп}0} + nA_{\text{пп}}z_{2K}) / [(1 - \delta_{\phi})(p_{\text{доп}} + p_{\text{атм}}) + \delta_{\phi}(p_{\phi} + p_{\text{атм}})] - k_{\text{пп}}(V_{\text{пп}0} + nA_{\text{пп}}z_{1K}) - k'_{dc}k_{cn}nA_{cn}(z_{2K} - z_{1K})\} / k_{\text{под}}$; t_{2K} – время движения поршня гидроцилиндра на втором этапе; z_{2K} – координата поршня в гидроцилиндре в конце второго этапа движения.

На основании выражений (4.17.7), (4.17.17), с учетом того, что в момент времени $t = t_{2K}$ имеем $z = z_{2K}$, получаем следующее уравнение относительно минимального значения Q_{\min} подачи насоса, при которой давление в напорной полости гидроцилиндра на рассматриваемом режиме работы гидропривода будет не ниже заданного уровня:

$$\text{ch}(\Lambda W/Q + \ln W) - (W + 1/W)/2\exp[\Lambda(K_{11} + K_{12}/Q) + K_2(z_{2K} - z_{1K})/w] = 0, \quad (4.17.18)$$

где $\Lambda = V_{\min}/(2w)$.

Величина Q_{\min} с достаточной степенью точности может быть также определена по формуле

$$Q_{\min} = n(A_{\text{пп}} - k'_{dc}A_{cn}) \left(\sqrt{C_3^2 + 4C_4\Pi} - C_3 \right) / (2C_4), \quad (4.17.19)$$

где $C_3 = n(A_{\text{пп}} - k'_{dc}A_{cn})[K_{12}(z_{2K} - z_{1K})/V_{\min} + K_{31}]$; $C_4 = [n(A_{\text{пп}} - k'_{dc}A_{cn})]^2 \{[K_2(z_{2K} - z_{1K})/V_{\min} + K_{11}](z_{2K} - z_{1K})/V_{\min} + K_{32}\}$, полученной в предположении, что $t_{2K} = (z_{2K} - z_{1K}) / v_{\text{уст}}$.

При $V_{\min} = n(A_{\text{пп}} - k'_{dc}A_{cn})(z_{2K} - z_{1K})$ выражение (4.17.19) совпадает с выражением (4.17.5).

Перемещение поршня гидроцилиндра в период его разгона до скорости v_Q , как правило, мало по сравнению с максимально возможным значением $(z_{2k} - z_{1k})$ хода поршня под действием попутной нагрузки, из которого необходимо исходить при определении величины Q_{min} . Поэтому при использовании уравнения (4.17.18) и формулы (4.17.19) величина z_{1k} может приниматься равной начальной координате $z_{\text{нач}}$ поршня в гидроцилиндре. Расчеты целесообразно вести при $p_{\text{ин},1k} = 0$. Значение Q_{min} при этом получается несколько завышенным.

При дифференциальном включении гидроцилиндра с односторонним штоком вытесняемая из его штоковой полости рабочая жидкость совместно с жидкостью, подаваемой насосом, поступает в поршневую полость. При этом скорость выдвижения штока под действием попутной нагрузки частично определяется потерями давления в гидролиниях от места объединения потоков рабочей жидкости до поршневой полости гидроцилиндра и, таким образом, оказывается зависящей от подачи насоса. При определенных характеристиках гидропривода может оказаться, что при изменении схемы включения гидроцилиндра с простой на дифференциальную выполняется условие (4.17.4). Тогда для выдвижения штока со скоростью v_Q в поршневой полости гидроцилиндра необходимо иметь положительное избыточное давление, несмотря на наличие на штоке тянувшей нагрузки.

В общем случае применение дифференциального включения гидроцилиндра с односторонним штоком не исключает нарушение сплошности рабочей жидкости в его поршневой полости при нагружении штока тянущей силой.

Приведенные выше выражения позволяют в каждой конкретной ситуации оценить эффективность перехода к использованию дифференциального включения гидроцилиндра с односторонним штоком с точки зрения ликвидации возможности нарушения сплошности рабочей жидкости в его поршневой полости на рассматриваемом режиме работы гидропривода. Эти выражения позволяют также установить необходимость в принятии каких-либо дополнительных мер для предотвращения нарушения сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидроцилиндра (вне зависимости от его типа и способа включения) при работе гидропривода с попутной нагрузкой на его выходном звене.

4.18. ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ИСПОЛНЕНИЯ И РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА С ЗАМКНУтым ПОТОКОМ НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При работе объемного гидропривода с замкнутым потоком, выполненного по схеме, показанной на рис. 3.8.1, с точки зрения соотношения меньшего из давлений в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем, с одной стороны, и давления в напорной гидролинии подпиточного насоса, с другой стороны, возможны два режима:

- 1) меньшее из давлений в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем определяется давлением в напорной гидролинии подпиточного насоса (далее для краткости данный режим работы гидропривода будем называть первым);

- 2) меньшее из давлений в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем больше давления в напорной гидролинии подпиточного насоса (далее этот режим работы гидропривода будем называть вторым).

Очевидно, что гидропривод с замкнутым потоком, выполненный по схеме, показанной на рис. 3.8.2, может работать только в первом из вышеуказанных режимов.

Выясним, каким образом режим работы гидропривода с замкнутым потоком влияет на его динамические характеристики [10].

Исследование проведем для гидропривода вращательного движения с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (см. рис. 3.8.1) в предположении, что угловая скорость вращения вала регулируемого насоса и приведенные к валу гидромотора момент инерции и вращающий момент сил сопротивления являются постоянными величинами, а потери давления в гидролиниях между регулируемым насосом и гидромотором пренебрежимо малы. При этом, не нарушая общности окончательных результатов данного исследования, для определенности будем считать, что приведенный к валу гидромотора вращающий момент сил сопротивления действует против направления вращения вала гидромотора.

С учетом вышесказанного, уравнение движения вала гидромотора (вне зависимости от режима работы гидропривода) может быть представлено в следующем виде:

$$Jd\omega/dt + M_c = w_{rm} p_d, \quad (4.18.1)$$

где J – приведенный к валу гидромотора момент инерции всех движущихся вместе с валом элементов собственно гидромотора и приводимого посредством гидропривода объекта, а также жидкости в гидролиниях между регулируемым насосом и гидромотором; ω – угловая скорость вращения вала гидромотора; t – время; M_c – приведенный к валу гидромотора вращающий момент сил сопротивления, включая вращающий момент сил сопротивления внутри гидромотора; w_{rm} – характерный объем гидромотора; p_d – перепад давлений в полостях гидромотора (давление нагрузки),

$$p_d = p_{nr} - p_{cr}; \quad (4.18.2)$$

p_{nr} , p_{cr} – значения давления рабочей жидкости в гидролиниях между регулируемым насосом и гидромотором, являющихся в текущий момент времени соответственно напорной и сливной (всасывающей).

Далее при рассмотрении работы гидропривода на первом режиме будем считать, что в любой момент времени выполняется условие: $|Jd\omega/dt| < M_c$. При этом, очевидно, $p_{nr} > p_{cr}$ и $p_{cr} = p_{поди}$, где $p_{поди}$ – постоянное давление, обеспечиваемое системой подпитки гидропривода. На математические выкладки, приводимые ниже для случая исследования работы гидропривода на втором режиме, и, соответственно, получающиеся при этом результаты, вышеуказанное ограничение на соотношение величин $|Jd\omega/dt|$ и M_c не распространяется.

Уравнение неразрывности для потока рабочей жидкости в напорной линии гидропривода может быть представлено следующим образом:

$$w_n \varepsilon \omega_n = w_{rm} \omega + k_{yt.nr} p_{nr} + k_{пер} p_d + k_{упр.nr} dp_{nr}/dt, \quad (4.18.3)$$

где w_n – характерный объем регулируемого насоса (максимальный); ε – параметр регулирования насоса ($-1 \leq \varepsilon \leq 1$; в рассматриваемом случае $0 < \varepsilon \leq 1$); ω_n – угловая скорость вращения вала регулируемого насоса; $k_{yt.nr}$, $k_{упр.nr}$ – соответственно коэффициент утечек и приведенный коэффициент упругости для напорной гидролинии привода; $k_{пер}$ – коэффициент перетечек рабочей жидкости между напорной и сливной гидролиниями привода.

В случае работы гидропривода на установившемся режиме уравнения (4.18.1) и (4.18.3) принимают соответственно вид:

$$M_c = w_{rm} p_{d0}; \quad (4.18.4)$$

$$w_h \varepsilon_0 \omega_h = w_{rm} \omega_0 + k_{yt,hr} p_{hr0} + k_{nep} p_{d0}. \quad (4.18.5)$$

Здесь и далее подстрочным индексом "0" отмечены значения переменных, соответствующие работе привода на установившемся режиме.

Вычтем из уравнения (4.18.1) уравнение (4.18.4), а из уравнения (4.18.3) уравнение (4.18.5). В результате получаем следующие уравнения относительно приращений переменных:

$$\Delta p_d = J/w_{rm} d\Delta\omega/dt; \quad (4.18.6)$$

$$w_h \Delta \varepsilon \omega_h = w_{rm} \Delta \omega + k_{yt,hr} \Delta p_{hr} + k_{nep} \Delta p_d + k_{ypr,hr} d\Delta p_{hr}/dt, \quad (4.18.7)$$

где $\Delta p_d = p_d - p_{d0}$; $\Delta \omega = \omega - \omega_0$; $\Delta \varepsilon = \varepsilon - \varepsilon_0$; $\Delta p_{hr} = p_{hr} - p_{hr0}$.

Дополнительно обозначим: $\Delta p_{cr} = p_{cr} - p_{cr0}$.

Принимая во внимание выражение (4.18.2), имеем:

$$\Delta p_d = p_d - p_{d0} = (p_{hr} - p_{cr}) - (p_{hr0} - p_{cr0}) = (p_{hr} - p_{hr0}) - (p_{cr} - p_{cr0}) = \Delta p_{hr} - \Delta p_{cr}. \quad (4.18.8)$$

При работе гидропривода на первом режиме: $p_{cr} = p_{cr0} = p_{подл}$ и, соответственно, $\Delta p_{cr} = 0$. Тогда согласно выражению (4.18.8):

$$\Delta p_d = \Delta p_{hr}. \quad (4.18.9)$$

Исключив, используя соотношения (4.18.6) и (4.18.9), из уравнения (4.18.7) переменные Δp_d и Δp_{hr} , приходим к следующему уравнению:

$$w_h \Delta \varepsilon \omega_h = w_{rm} \Delta \omega + (k_{yt,hr} + k_{nep}) J/w_{rm} d\Delta\omega/dt + k_{ypr,hr} J/w_{rm} d^2\Delta\omega/dt^2. \quad (4.18.10)$$

Выполнив преобразование уравнения (4.18.10) по Лапласу при нулевых начальных условиях, получаем выражение передаточной функции $W_1(s)$, устанавливающей связь между преобразованиями Лапласа $\Delta\omega(s)$ и $\Delta\varepsilon(s)$ приращений соответственно угловой скорости ω вращения вала гидромотора и параметра регулирования ε насоса для случая работы гидропривода с замкнутым потоком на первом режиме:

$$W_1(s) = \frac{\Delta\omega(s)}{\Delta\varepsilon(s)} = \frac{K}{T_1^2 s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1}, \quad (4.18.11)$$

где s – комплексная переменная; K – коэффициент усиления, $K = w_h \omega_h / w_{rm}$; T_1 – постоянная времени, $T_1 = 1 / w_{rm} \sqrt{k_{ypr,hr} J}$; ξ_1 – коэффициент демпфирования,

$$\xi_1 = (k_{yt,hr} + k_{nep}) / (2w_{rm}) \sqrt{J / k_{ypr,hr}}.$$

В случае работы гидропривода с замкнутым потоком на втором режиме, как уже отмечалось выше, $p_{cr} > p_{под}$. При этом проходные сечения обоих обратных клапанов, посредством которых напорная гидролиния подпиточного насоса соединена с гидролиниями между регулируемым насосом и гидромотором, оказываются закрытыми, и уравнение неразрывности для потока рабочей жидкости в сливной (всасывающей) гидролинии привода может быть представлено следующим образом:

$$w_h \varepsilon \omega_h = w_{rm} \omega - k_{yt,cr} p_{cr} + k_{nep} p_d - k_{ypr,cr} dp_{cr}/dt, \quad (4.18.12)$$

где $k_{yt,cr}$, $k_{ypr,cr}$ – соответственно коэффициент утечек и приведенный коэффициент упругости для сливной (всасывающей) гидролинии привода.

После вычитания из уравнения (4.18.12) его варианта, соответствующего работе гидропривода на установившемся режиме,

$$w_h \varepsilon \omega_h = w_{rm} \omega_0 - k_{yt,cr} p_{cr0} + k_{nep} p_{d0}, \quad (4.18.13)$$

получаем следующее уравнение относительно приращений переменных:

$$w_h \Delta \varepsilon \omega_h = w_{rm} \Delta \omega - k_{yt,cr} \Delta p_{cr} + k_{nep} \Delta p_d - k_{ypr,cr} d \Delta p_{cr}/dt. \quad (4.18.14)$$

Ограничимся далее рассмотрением случая, когда $k_{yt,hr} = k_{yt,cr}$ и $k_{ypr,hr} = k_{ypr,cr}$.

Тогда, сложив уравнения (4.18.7) и (4.18.14), с учетом соотношений (4.18.6) и (4.18.8) приходим к следующему уравнению:

$$w_h \Delta \varepsilon \omega_h = w_{rm} \Delta \omega + (k_{yt,hr}/2 + k_{nep}) J / w_{rm} d \Delta \omega / dt + k_{ypr,hr} J / (2 w_{rm}) d^2 \Delta \omega / dt^2. \quad (4.18.15)$$

Выполнив преобразование уравнения (4.18.15) по Лапласу при нулевых начальных условиях, получаем выражение передаточной функции $W_2(s)$, устанавливающей связь между преобразованиями Лапласа $\Delta \omega(s)$ и $\Delta \varepsilon(s)$ приращений соответственно угловой скорости ω вращения вала гидромотора и параметра регулирования ε насоса для случая работы гидропривода с замкнутым потоком на втором режиме:

$$W_2(s) = \frac{\Delta \omega(s)}{\Delta \varepsilon(s)} = \frac{K}{T_2^2 s^2 + 2 \xi_2 T_2 s + 1}, \quad (4.18.16)$$

где T_2 – постоянная времени, $T_2 = 1 / w_{rm} \sqrt{k_{ypr,hr} J / 2}$; ξ_2 – коэффициент демпфирования,

$$\xi_2 = (k_{yt,hr}/2 + k_{nep}) / w_{rm} \sqrt{J / (2 k_{ypr,hr})}.$$

Сопоставив приведенные выше выражения для коэффициентов демпфирования ξ_1 и ξ_2 и постоянных времени T_1 и T_2 , нетрудно заметить, что:

$$\sqrt{2} \geq \xi_1 / \xi_2 \geq 1 / \sqrt{2} \quad (\xi_1 / \xi_2 = \sqrt{2})$$

при $k_{nep} = 0$; $\xi_1 / \xi_2 = 1 / \sqrt{2}$ при $k_{yt,hr} = 0$), $T_1 = \sqrt{2} T_2$,

т.е. при работе гидропривода с замкнутым потоком на втором режиме его постоянная времени при прочих равных условиях оказывается в $\sqrt{2}$ раз меньше, чем при работе привода на первом режиме. Благодаря этому, полоса пропускания частот рассматриваемого гидропривода при его работе на втором режиме (при характерных для реальных гидроприводов значениях коэффициента демпфирования) ощутимо шире (при $\xi_1 = \xi_2 = 0$ – в $\sqrt{2}$ раз), чем при работе привода на первом режиме, и с этой точки зрения второй режим работы гидропривода с замкнутым потоком является более предпочтительным.

Выявим, с чем связано установленное различие значений постоянной времени гидропривода с замкнутым потоком при его работе на различных режимах. Для этого вычтем из уравнения (4.18.3) уравнение (4.18.12). Полагая, как и ранее, что $k_{\text{ут.и}} = k_{\text{ут.ср}}$ и $k_{\text{упр.и}} = k_{\text{упр.ср}}$, в результате получаем следующее линейное однородное дифференциальное уравнение первого порядка:

$$k_{\text{упр.и}} d(p_{\text{и}} + p_{\text{ср}})/dt + k_{\text{ут.и}} (p_{\text{и}} + p_{\text{ср}}) = 0. \quad (4.18.17)$$

Решение данного уравнения в предположении, что при $t = 0$ $p_{\text{и}} = p_{\text{и}0}$ и $p_{\text{ср}} = p_{\text{ср}0}$, имеет вид:

$$p_{\text{и}} + p_{\text{ср}} = (p_{\text{и}0} + p_{\text{ср}0}) \exp(-k_{\text{ут.и}} t/k_{\text{упр.и}}). \quad (4.18.18)$$

Решая далее совместно уравнения (4.18.2) и (4.18.18), находим:

$$p_{\text{и}} = [(p_{\text{и}0} + p_{\text{ср}0}) \exp(-k_{\text{ут.и}} t/k_{\text{упр.и}}) + p_d]/2; \quad (4.18.19)$$

$$p_{\text{ср}} = [(p_{\text{и}0} + p_{\text{ср}0}) \exp(-k_{\text{ут.и}} t/k_{\text{упр.и}}) - p_d]/2. \quad (4.18.20)$$

Следует подчеркнуть, что зависимости (4.18.19) и (4.18.20) применимы лишь при условии, что в результате расчетов с их использованием получается $p_{\text{и}} \geq p_{\text{под}}$ и $p_{\text{ср}} \geq p_{\text{под}}$.

Из выражений (4.18.19) и (4.18.20) видно, что по сравнению со случаем работы гидропривода с замкнутым потоком на первом режиме, когда в одной из двух гидролиний между основным насосом и гидродвигателем давление поддерживается постоянным и равным давлению, обеспечиваемому системой подпитки гидропривода, а в другой гидролинии изменяется в полном соответствии с изменением давления нагрузки [см. выражение (4.18.9)], при работе рассматриваемого гидропривода на втором режиме значения давления в обеих упомянутых гидролиниях при изменении давления нагрузки p_d изменяются одновременно и в противофазе. При этом скорость изменения давления в каждой из гидролиний:

$$dp_{\text{и}}/dt = -k_{\text{ут.и}} (p_{\text{и}0} + p_{\text{ср}0})/(2k_{\text{упр.и}}) \exp(-k_{\text{ут.и}} t/k_{\text{упр.и}}) + 0,5dp/dt; \quad (4.18.21)$$

$$dp_{\text{ср}}/dt = -k_{\text{ут.и}} (p_{\text{и}0} + p_{\text{ср}0})/(2k_{\text{упр.и}}) \exp(-k_{\text{ут.и}} t/k_{\text{упр.и}}) - 0,5dp/dt, \quad (4.18.22)$$

определяется половинным значением скорости изменения давления нагрузки.

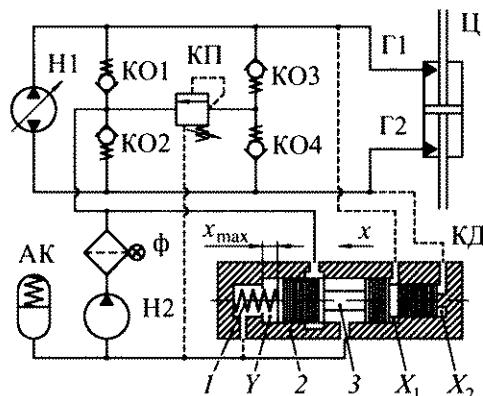


Рис. 4.18.1. Принципиальная схема объемного гидропривода с замкнутым потоком с отрицательной обратной связью по среднему значению давления рабочей жидкости в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем, влияющей на давление в напорной гидролинии подпиточного насоса (а. с. SU № 1721344)

Известно, что эффекты, связанные со сжимаемостью жидкости и податливостью стенок каналов, в которых она заключена, проявляются тем сильнее, чем больше изменение давления жидкости. Поскольку в соответствии с результатами проведенных математических выкладок при работе гидропривода с замкнутым потоком на втором режиме изменение нагрузки при прочих равных условиях приводит к меньшему в два раза изменению давления в более нагруженной гидролинии привода, чем при работе того же привода на первом режиме, то при работе на втором режиме привод ведет себя как в два раза более жесткий. Этим и объясняется меньшее значение постоянной времени рассматриваемого гидропривода при работе его на втором режиме.

Обеспечить работу объемного гидропривода с замкнутым потоком постоянно на втором режиме и тем самым улучшить характеристики привода (в частности, повысить его жесткость и, соответственно, частоту собственных колебаний, особенно при значениях нагрузки на выходном звене гидродвигателя, близких к нулю) можно путем введения отрицательной обратной связи по среднему значению давления рабочей жидкости в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем, влияющей на величину давления в напорной гидролинии подпиточного насоса (см. а. с. SU № 1721344).

Принципиальная схема объемного гидропривода с замкнутым потоком, в котором реализована вышеуказанная обратная связь, показана на рис. 4.18.1. Конструкция данного гидропривода отличается от ранее рассмотренных тем, что между напорным каналом подпиточного насоса H2 и жидкостной полостью гидроаккумулятора AK, выполняющего функции элемента подпора, установлен клапан давления КД с золотником 3, подпружиненным относительно корпуса 2 клапана пружиной 1 со стороны одного из торцов. Со стороны другого торца находятся две полости управления X_1 и X_2 , соединенные с гидролиниями Г1 и Г2 между основным насосом H1 и гидродвигателем Ц.

Эффективные площади торцов золотника 3 со стороны каждой из полостей управления X_1 и X_2 равны между собой и составляют $A/2$, где A – суммарная эффективная площадь торцов золотника 3 со стороны его полостей управления X_1 и X_2 , равная суммарной эффективной площади торцов золотника 3 со стороны полостей, соединенных с жидкостной полостью гидроаккумулятора AK.

Пружинная полость Y клапана давления КД соединена с жидкостной полостью гидроаккумулятора АК, а сила $P_{\text{пп}}$ предварительного поджатия пружины l клапана равна

$$P_{\text{пп}} = A(p_{\text{max}} - p_{\text{подп}})/2 - cx_{\text{max}}, \quad (4.18.23)$$

где p_{max} – максимально допустимое рабочее давление жидкости в гидроприводе; $p_{\text{подп}}$ – давление подпора, обеспечиваемое гидроаккумулятором АК; c – коэффициент жесткости пружины l ; x_{max} – длина хода золотника З.

При этом

$$A(p_{\text{max}} - p_{\text{подп}})/2 >> cx_{\text{max}}. \quad (4.18.24)$$

При максимальном открытии золотником З рабочего окна клапана давления КД и расходе рабочей жидкости через клапан, равном подаче подпиточного насоса Н2, потери давления в клапане КД пренебрежимо малы по сравнению с давлением подпора $p_{\text{подп}}$, и давление жидкости в напорной гидролинии насоса Н2 практически равно давлению $p_{\text{подп}}$.

Всасывающая линия подпиточного насоса Н2 соединена с жидкостной полостью гидроаккумулятора АК. Предохранительный клапан КП отрегулирован на перепад давления, равный $(p_{\text{max}} - p_{\text{подп}})$.

При отсутствии силового контакта золотника З (в осевом направлении) с корпусными деталями клапана давления КД, ограничивающими перемещение x золотника диапазоном значений $[0, x_{\text{max}}]$, и пренебрежении осевой гидродинамической силой, действующей на золотник со стороны жидкости, протекающей через открытое им рабочее окно, а также сухим трением между золотником и корпусом З, уравнение равновесия золотника З с учетом соотношения (4.18.23) может быть представлено следующим образом:

$$A(p_1 + p_2)/2 = A(p_{\text{max}} + p_{\text{подп}})/2 - c(x_{\text{max}} - x), \quad (4.18.25)$$

где p_1, p_2 – значения давления рабочей жидкости в гидролиниях соответственно Г1 и Г2; x – текущее перемещение золотника З из его исходного положения относительно корпуса 2 ($0 \leq x \leq x_{\text{max}}$).

При выполнении неравенства (4.18.24) величина $c(x_{\text{max}} - x)$ заведомо намного меньше величины $A(p_{\text{max}} + p_{\text{подп}})/2$ и по сравнению с последней ею можно пренебречь. Тогда уравнение (4.18.25) приобретает вид

$$p_1 + p_2 = p_{\text{max}} + p_{\text{подп}}. \quad (4.18.26)$$

Текущий перепад давлений p_d в полостях гидродвигателя Ц связан со значениями давлений p_1 и p_2 в гидролиниях Г1 и Г2 (при пренебрежении потерями и инерционными перепадами давлений) соотношением

$$p_d = p_1 - p_2 \quad (4.18.27)$$

($|p_d| \leq p_{\text{max}} - p_{\text{подп}}$).

Решая уравнения (4.18.26) и (4.18.27) совместно, находим:

$$p_1 = (p_{\text{max}} + p_{\text{подп}} + p_d)/2; \quad (4.18.28)$$

$$p_2 = (p_{\max} + p_{\text{подп}} - p_d)/2. \quad (4.18.29)$$

Из выражений (4.18.28) и (4.18.29) видно, что при изменении перепада давлений p_d в полостях гидродвигателя Ц рассматриваемого гидропривода одновременно в противофазе изменяются значения давлений p_1 и p_2 в гидролиниях Г1 и Г2 между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц. При этом скорость изменения давления в каждой из гидролиний Г1 и Г2 (и соответственно в присоединенных к ней полостях насоса Н1 и гидродвигателя Ц) определяется половинным значением скорости изменения dp_d/dt перепада давлений p_d в полостях гидродвигателя, что и требуется.

При работе рассматриваемого гидропривода среднее значение давления в гидролиниях Г1 и Г2 поддерживается на уровне $(p_{\max} + p_{\text{подп}})/2$ [см. выражение (4.18.26)].

При уменьшении силы, действующей на золотник 3 со стороны жидкости, находящейся в полостях управления X_1 и X_2 , обусловленном уменьшением среднего значения давления рабочей жидкости в гидролиниях Г1 и Г2, например, из-за утечек рабочей жидкости или ее тепловых деформаций, золотник 3 под действием пружины 1 и жидкости, находящейся в пружинной полости Y , смещается в направлении, соответствующем уменьшению площади проходного сечения рабочего окна клапана давления КД. При этом гидравлическое сопротивление клапана давления КД потоку жидкости, протекающему через него, увеличивается, и давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 возрастает.

При превышении давлением рабочей жидкости в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 значения давления жидкости в менее нагруженной из гидролиний Г1 и Г2 жидкость, подаваемая подпиточным насосом Н2, через соответствующий из обратных клапанов КО1 и КО2 частично поступает в эту гидролинию, что влечет за собой увеличение количества жидкости в гидравлическом контуре между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц и, соответственно, повышение среднего значения давления в указанном контуре и входящих в его состав гидролиниях Г1 и Г2, а также в соединенных с ними полостях управления X_1 и X_2 клапана давления КД.

В результате повышения среднего значения давления в полостях управления X_1 и X_2 сила, действующая на золотник 3 со стороны жидкости, находящейся в указанных полостях, увеличивается, и золотник 3 смещается относительно корпуса 2 в направлении увеличения площади проходного сечения рабочего окна клапана давления КД. При этом гидравлическое сопротивление клапана давления КД уменьшается, и давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 снижается (в пределе вплоть до давления подпора $p_{\text{подп}}$, обеспечивающего гидроаккумулятором АК).

Таким образом, в процессе работы рассматриваемого гидропривода давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 изменяется в функции среднего значения давления рабочей жидкости в гидролиниях Г1 и Г2 между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц. Причем, как следует из вышесказанного, давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 с точностью до величины потерь давления в соответствующем из обратных клапанов КО1 и КО2 не превышает текущее давление в менее нагруженной из гидролиний Г1 и Г2.

Согласно выражениям (4.18.28) и (4.18.29) максимальное значение давления в менее нагруженной из гидролиний Г1 и Г2 имеет место при $p_d \rightarrow 0$ и составляет $(p_{\max} + p_{\text{подп}})/2$. Этой величиной и определяется максимальное давление на выходе подпиточного насоса Н2 в процессе эксплуатации рассматриваемого гидропривода.

4.19. РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ В РЕЖИМЕ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

При работе гидропривода с управлением скоростью движения выходного звена гидродвигателя путем изменения рабочего объема регулируемого насоса скорость движения выходного звена гидродвигателя и, соответственно, выходного звена соединенного с ним рабочего механизма определяются текущим значением подачи насоса, а нагрузка на выходном звене гидродвигателя и, соответственно, давление рабочей жидкости на выходе (в напорном канале) насоса определяются нагрузкой на выходном звене приводимого рабочего механизма, обусловленной взаимодействием последнего с внешней средой. Здесь под нагрузкой понимается сила или врачающий момент в зависимости от того, какое движение – поступательное или вращательное – совершают выходное звено гидродвигателя или рабочего механизма. Рабочим механизмом может быть навесное оборудование бульдозера, поворотная платформа экскаватора, колесо транспортной машины, гусеничный движитель промышленного трактора, суппорт металлорежущего станка и т.д.

Для большинства машин и технологических установок (в частности, землеройных, транспортных, строительно-дорожных и горных машин, металло- и деревообрабатывающих станков, прессов и т.п.) характерна работа с переменной нагрузкой на выходном звене их рабочего механизма.

При движении выходного звена рабочего механизма с максимальной потребной скоростью u_{\max} (линейной или угловой в зависимости от характера движения указанного звена) при максимальном значении H_{\max} нагрузки на этом звене мощность N_m взаимодействия рабочего механизма с внешней средой имеет максимальное значение $N_{m\max}$, которое составляет

$$N_{m\max} = H_{\max} u_{\max}. \quad (4.19.1)$$

Для реализации на выходном звене гидрофицированного рабочего механизма мощности $N_{m\max}$ мощность N , развиваемая на валу приводящего двигателя насоса гидропривода, должна быть равна величине N_{\max} , связанной с $N_{m\max}$ следующим соотношением:

$$N_{\max} = N_{m\max} / (\eta_p \eta_n \eta_{hl} \eta_{fd} \eta_m), \quad (4.19.2)$$

где η_p – КПД редуктора насоса; η_n – КПД насоса; η_{hl} – КПД гидролиний и гидроаппаратов гидропривода, представляющий собой отношение мощности, потребляемой гидродвигателем, к полезной мощности насоса; η_{fd} – КПД гидродвигателя; η_m – КПД рабочего механизма.

Выбор типоразмера приводящего двигателя гидропривода исходя из максимально возможной мощности $N_{m\max}$ на выходном звене рабочего механизма во многих случаях является неприемлемым из-за чрезмерных массы, габаритов и стоимости требующегося при таком подходе двигателя, а также низкой эффективности его использования (вследствие работы в режимах недогрузки).

С учетом того обстоятельства, что при эксплуатации большинства машин и технологических установок максимальная нагрузка H_{\max} на выходном звене рабочего механизма возникает во время выполнения рабочих операций, в процессе проведения которых не требуется высокой скорости изменения положения выходного звена и вполне допустимо его движение с некоторой минимальной скоростью $u_{min\downarrow}$, а при перемеще-

ния выходного звена с максимальной скоростью u_{\max} (главным образом, во время холостого хода) нагрузка на выходном звене гидродвигателя не превышает $H_{\min \text{ пред}}$, целесообразно выбирать типоразмер приводящего двигателя насоса гидропривода исходя из граничного значения N_{m0} мощности N_m на выходном звене рабочего механизма

$$N_{m0} = \max(H_{\max} u_{\min \text{ доп}}, H_{\min \text{ пред}} u_{\max}), \quad (4.19.3)$$

которому соответствует значение N_0 мощности N на валу приводящего двигателя

$$N_0 = N_{m0} / (\eta_p \eta_n \eta_{gl} \eta_{fd} \eta_m). \quad (4.19.4)$$

Так как N_0 меньше N_{\max} , то для исключения перегрузки приводящего двигателя при эксплуатации гидрофицированной машины или технологической установки возникает необходимость регулирования скорости движения и выходного звена рабочего механизма в зависимости от изменения нагрузки H на этом звене. Наилучшим, очевидно, является такой автоматический способ регулирования скорости движения выходного звена рабочего механизма (путем изменения рабочего объема регулируемого насоса гидропривода), при котором мощность на валу приводящего двигателя поддерживается постоянной и равной N_0 . В последнем случае при равенстве номинальной мощности приводящего двигателя значению N_0 обеспечивается работа двигателя с максимальным КПД и при прочих равных условиях достигается наивысшая производительность базовой машины или установки (за счет наиболее рационального использования мощности приводящего двигателя).

При заданных значениях H_{\max} и u_{\max} поддержание мощности N на валу приводящего двигателя на уровне N_0 (выбирается на основании выражений (4.19.4) и (4.19.3) или назначается в соответствии с типоразмером имеющегося приводящего двигателя) возможно при изменении нагрузки H на выходном звене рабочего механизма в диапазоне от H_{\min} до H_{\max} , т.е. при $H \in [H_{\min}, H_{\max}]$, где

$$H_{\min} = N_0 \eta_p \eta_n \eta_{gl} \eta_{fd} \eta_m / u_{\max}. \quad (4.19.5)$$

Указанному диапазону изменения нагрузки H соответствует изменение скорости движения и выходного звена рабочего механизма в пределах от u_{\max} до u_{\min} , где

$$u_{\min} = N_0 \eta_p \eta_n \eta_{gl} \eta_{fd} \eta_m / H_{\max}. \quad (4.19.6)$$

Для стабилизации в процессе работы гидропривода мощности на валу приводящего двигателя насоса необходимо измерение указанной мощности, что представляет собой достаточно сложную техническую проблему. Поэтому на практике задачу поддержания постоянной мощности на валу приводящего двигателя заменяют задачей стабилизации врачающего момента M_n на валу регулируемого насоса на уровне M_{n0} :

$$M_{n0} = N_0 i_p \eta_p / \omega_0, \quad (4.19.7)$$

где i_p — передаточное отношение редуктора насоса; ω_0 — установившееся значение угловой скорости вращения вала приводящего двигателя при мощности на валу, равной N_0 .

Указанная замена равносильна в такой же степени, в какой можно считать постоянным коэффициент полезного действия η_p редуктора насоса и однозначной связь между текущими значениями врачающего момента M и мощности N на валу приводящего двигателя.

С целью упрощения устройства системы регулирования рабочего объема насоса гидропривода контроль за текущим значением врачающего момента M_n на валу насоса производят не на основании непосредственного измерения этого момента, а по косвенному показателю – давлению p_n рабочей жидкости в напорном канале насоса, основываясь на известном соотношении

$$M_n = (p_n - p_{bc})q_n/(2\pi\eta_{n,rm}), \quad (4.19.8)$$

где p_{bc} – давление рабочей жидкости во всасывающем канале насоса; q_n – текущее значение рабочего объема регулируемого насоса; $\eta_{n,rm}$ – гидромеханический КПД насоса.

Благодаря этому отпадает необходимость в применении датчика врачающего момента.

Такая подмена контролируемого параметра вполне приемлема, если при работе насоса в режиме стабилизации врачающего момента на его валу изменения давления p_{bc} и гидромеханического КПД $\eta_{n,rm}$ относительно невелики.

При использовании давления p_n рабочей жидкости в напорном канале насоса в качестве контролируемого параметра требуемый закон изменения рабочего объема q_n регулируемого насоса из условия стабилизации врачающего момента M_n на валу насоса на уровне M_{n0} имеет вид

$$q_n = 2\pi\eta_{n,rm} M_{n0}/(p_n - p_{bc}). \quad (4.19.9)$$

В пределах сделанных выше оговорок данный закон в первом приближении можно рассматривать как закон регулирования рабочего объема насоса, призванный обеспечить поддержание постоянной мощности на его приводном валу.

Для автоматического изменения рабочего объема насоса в функции давления p_n рабочей жидкости в его напорном канале с целью стабилизации с той или иной степенью точности врачающего момента на приводном валу регулируемые насосы оснащают специальными устройствами (регуляторами), которые называют *регуляторами мощности*. Помимо регуляторов мощности регулируемые насосы выпускаются также с регуляторами давления, регуляторами подачи, комбинированными регуляторами и устройствами ручного и дистанционного управления.

С учетом того что максимальное давление p_n рабочей жидкости в напорном канале насоса ограничено (путем соответствующей настройки предохранительного клапана) некоторой величиной $p_{n,max}$, называемой на этапе проектирования гидропривода, а максимальное значение $q_{n,max}$ рабочего объема q_n регулируемого насоса определяется его типоразмером, выбор которого производится из условия обеспечения движения выходного звена рабочего механизма со скоростью u_{max} , пределы изменения величин p_n и q_n в режиме стабилизации врачающего момента на валу насоса на уровне $M_n = M_{n0}$ в соответствии с выражением (4.19.9) составляют:

$$q_{n,min} \leq q_n \leq q_{n,max}; \quad (4.19.10)$$

$$p_{n,min} \leq p_n \leq p_{n,max}, \quad (4.19.11)$$

где

$$q_{h \min} = 2\pi\eta_{h,GM} M_{h0} / (p_{h \max} - p_{bc}); \quad (4.19.12)$$

$$p_{h \min} = p_{bc} + 2\pi\eta_{h,GM} M_{h0} / q_{h \max}. \quad (4.19.13)$$

При этом величину $D_h = q_{h \max}/q_{h \min}$ называют диапазоном регулирования насоса в режиме постоянной мощности.

В соответствии с вышеизложенным, график зависимости рабочего объема q_h регулируемого насоса, оснащенного регулятором мощности, реализующим закон управления, описываемый выражением (4.19.9), от давления p_h рабочей жидкости в напорном канале насоса имеют вид, показанный на рис. 4.19.1.

Изменение рабочего объема q_h регулируемого насоса производится путем изменения положения его регулирующего органа (например, люльки наклонного блока или наклонного диска аксиально-поршневого насоса, статорного кольца пластинчатого или радиально-поршневого насоса и т.п.).

Нелинейная зависимость $q_h = q_h(z_h)$ текущего значения рабочего объема q_h от координаты z_h регулирующего органа для существующих регулируемых насосов с приемлемой степенью точности может быть линеаризована методом хорды. Принимая за начало отсчета координаты z_h регулирующего органа насоса положение данного органа, которому соответствует нулевое значение рабочего объема q_h регулируемого насоса, и используя указанный метод линеаризации, получаем:

$$q_h = q_{h \max} z_h / z_{h \max}, \quad (4.19.14)$$

где $z_{h \max}$ – координата регулирующего органа насоса, соответствующая положению данного органа, при котором рабочий объем q_h насоса имеет максимальное значение $q_{h \max}$.

Связь между текущими координатой z_h регулирующего органа насоса и координатой z соединенного с ним выходного звена регулятора мощности при соответствующем выборе систем отсчета указанных координат может быть представлена следующим образом:

$$z_h = z_{h \max} - z. \quad (4.19.15)$$

С учетом выражения (4.19.15) соотношение (4.19.14) принимает вид:

$$q_h = q_{h \max} (1 - z/z_{h \max}). \quad (4.19.16)$$

Полагая, что в процессе работы регулятора мощности обеспечивается поддержание постоянного значения врачающего момента $M_h = M_{h0}$ на приводном валу насоса (т.е. регулятор работает идеально), на основании соотношений (4.19.9), (4.19.16) и (4.19.11) получаем выражение идеальной статической характеристики регулятора мощности:

$$z = z_{h \max} - B/(p_h - p_{bc}) \quad \text{при} \quad p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}, \quad (4.19.17)$$

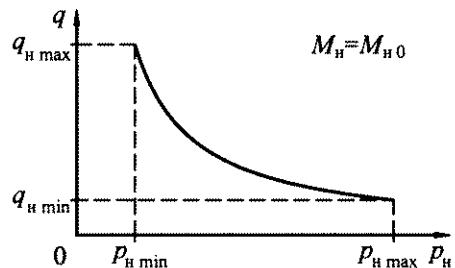


Рис. 4.19.1. График зависимости рабочего объема регулируемого насоса от давления в напорном канале насоса, соответствующий работе насоса с постоянным значением врачающего момента на его приводном валу

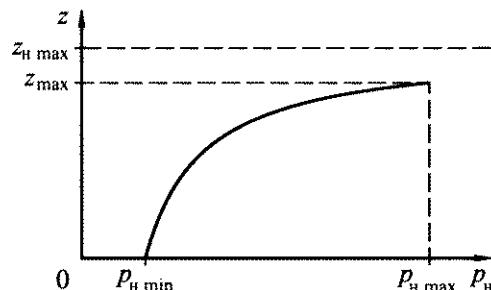


Рис. 4.19.2. График идеальной статической характеристики регулятора мощности объемного насоса

группы: регуляторы мощности *непрямого действия* и регуляторы мощности *прямого действия*.

Известны конструкции регуляторов мощности непрямого действия, в состав которых входят электрические и электронные компоненты. Однако ниже ограничимся рассмотрением устройства и характеристик только чисто гидравлических (точнее гидромеханических) регуляторов мощности объемных насосов, поскольку они наиболее распространены.

В общем случае регулятор мощности прямого действия состоит из преобразующего устройства и механической передачи, а регулятор мощности непрямого действия — из преобразующего устройства, механической передачи, гидравлического усилителя, управляющего гидродвигателя и обратной связи (рис. 4.19.3).

Преобразующее устройство предназначено для преобразования управляющего гидравлического сигнала в виде давления p_n рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса в механический сигнал в виде перемещения x подвижного звена устройства. Данное преобразование осуществляется с помощью механизма, состоящего из поршневой пары (пары поршень—цилиндр) и пружинного блока. В состав преобразующего устройства может также входить демпфирующее устройство, необходимое, во-первых,

$$\text{где } B = 2\pi\eta_{n,rm}M_{n,0}z_{n\max}/q_{n\max}. \quad (4.19.18)$$

Очевидно, что при $p_n \leq p_{n\min}$ $z = 0$, а при $p_n = p_{n\max}$ $z = z_{n\max}$,

$$\text{где } z_{n\max} = z_{h\max} - B/(p_{n\max} - p_{bc}). \quad (4.19.19)$$

Вид графика идеальной статической характеристики регулятора мощности объемного насоса показан на рис. 4.19.2 [12].

Регуляторы мощности объемных насосов в зависимости от того, содержат они в своем составе усилитель или нет, могут быть разделены соответственно на две *действия* и регуляторы мощности *прямого действия*.

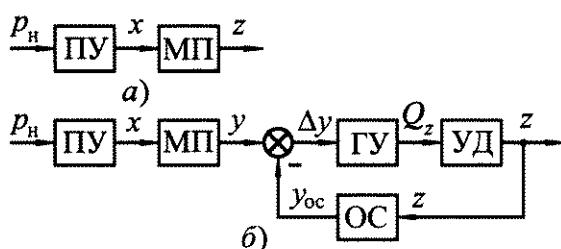


Рис. 4.19.3. Примеры структурных схем регуляторов мощности прямого (а) и непрямого (б) действия для объемных насосов:

ПУ — преобразующее устройство; МП — механическая передача;
ГУ — гидравлический усилитель; УД — управляющий гидродвигатель;
ОС — обратная связь

для обеспечения желаемого качества переходных процессов при работе регулятора в резонансной области и, во-вторых, для обеспечения низкой чувствительности регулятора по отношению к высокочастотным колебаниям давления в напорном канале объемного насоса, обусловленным законом изменения во времени объема его рабочих камер и особенностями работы системы распределения рабочей жидкости (см. п. 4.20).

Механическая передача служит для обеспечения желаемого соотношения между перемещениями отдельных звеньев регулятора. В частности, при выполнении ее в виде кулачкового механизма можно обеспечить зависимость координаты z выходного звена регулятора от давления p_n рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса, соответствующую идеальной статической характеристике регулятора мощности [см. выражение (4.19.17)]. В большинстве конструкций регуляторов мощности механическая передача отсутствует.

Гидравлический усилитель в регуляторах мощности непрямого действия обеспечивает усиление поступающего на его вход управляющего сигнала за счет энергии жидкости, подводимой к усилителю от дополнительного источника питания или непосредственно из напорного канала регулируемого насоса. В зависимости от схемы регулятора мощности в качестве гидроусилителя в нем может применяться двухщелевой или четырехщелевой дросселирующий гидrorаспределитель, однощелевой дросселирующий гидrorаспределитель в совокупности с нерегулируемым дросселем, клапан давления в совокупности с нерегулируемым дросселем и т.п.

Как правило, при отсутствии в конструкции регулятора мощности непрямого действия механической передачи гидравлический усилитель и преобразующее устройство выполняются в виде единого устройства (при этом рабочая жидкость под давлением p_n в напорном канале регулируемого насоса воздействует со стороны полости управления непосредственно на подпружиненный запорно-регулирующий элемент регулирующего гидроаппарата, входящего в состав гидроусилителя).

Управляющий гидродвигатель предназначен для изменения положения регулирующего органа насоса в соответствии с характером гидравлического сигнала на выходе гидроусилителя. При питании гидравлического усилителя регулятора мощности рабочей жидкостью, поступающей непосредственно из напорного канала регулируемого насоса, выходное звено управляющего гидродвигателя может быть подпружинено относительно неподвижных элементов регулятора для гарантированного перемещения регулирующего органа насоса в положение, соответствующее максимальному значению рабочего объема насоса, при уменьшении давления p_n в его напорной гидролинии ниже величины $p_{n\min}$.

Посредством обратной связи в регуляторе мощности непрямого действия обеспечивается необходимая взаимосвязь между управляющим сигналом на входе преобразующего устройства, механической передачи или гидроусилителя (в зависимости от того, как выполнена обратная связь) и перемещением выходного звена управляющего гидродвигателя, являющегося одновременно выходным звеном регулятора в целом.

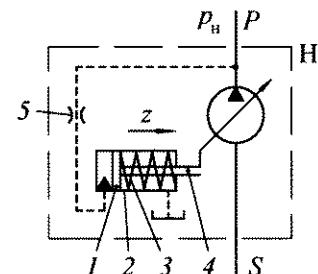


Рис. 4.19.4. Принципиальная схема объемного насоса, оснащенного регулятором мощности прямого действия:

- 1 – поршень (плунжер);
- 2 – цилиндр;
- 3 – пружинный блок;
- 4 – шток;
- 5 – демпфирующий дроссель

При работе регулятора мощности прямого действия, принципиальная схема которого показана на рис. 4.19.4, преобразование управляющего гидравлического сигнала в виде давления p_h рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса H в механический сигнал в виде перемещения (координаты) z выходного звена (штока 4) регулятора осуществляется посредством преобразующего устройства, состоящего из пары поршней (плунжер) 1 – цилиндр 2 и пружинного блока 3. В состав регулятора входит также демпфирующий дроссель 5.

При отсутствии силового взаимодействия подвижных элементов регулятора и регулирующего органа насоса с упорами, ограничивающими их перемещение, и использовании в пружинном блоке регулятора одной пружины с постоянным коэффициентом жесткости c , уравнение равновесия выходного звена регулятора имеет вид:

$$A_x p_h = P_{nx} + c_x z + H_{p,o} \quad \text{при } 0 \leq z \leq z_{p,\max}, \quad (4.19.20)$$

где A_x – эффективная площадь поршня (плунжера) преобразующего устройства регулятора; P_{nx} – сила предварительного поджатия пружинного блока преобразующего устройства регулятора; $H_{p,o}$ – сила, действующая на выходное звено регулятора со стороны регулирующего органа насоса; $z_{p,\max}$ – максимально возможное значение координаты выходного звена регулятора, определяемое положением упоров, ограничивающих его перемещение.

Обычно параметры регулятора мощности выбирают таким образом, чтобы при $p_h = p_{h,\max}$ выполнялось условие $z = z_{\max}$ и $q_h = q_{h,\min}$ [см. выражения (4.19.19), (4.19.12)].

Поскольку регулятор мощности должен обеспечивать стабилизацию врачающего момента M_h на валу насоса при значениях давления p_h в напорном канале насоса, превышающих $p_{h,\min}$ [см. выражение (4.19.13)], то в первом приближении силу предварительного поджатия P_{nx} пружинного блока преобразующего устройства регулятора можно принять равной

$$P_{nx} = A_x p_{h,\min}. \quad (4.19.21)$$

На основании выражений (4.19.20) и (4.19.21) получаем следующее выражение статической характеристики рассматриваемого регулятора:

$$z = Z \quad \text{при } 0 \leq Z \leq z_{p,\max}, \quad (4.19.22)$$

где

$$Z = A_x(p_h - p_{h,\min})/c_x - H_{p,o}/c_x. \quad (4.19.23)$$

Данная характеристика в отличие от идеальной характеристики регулятора мощности [см. выражение (4.19.19)] является линейной.

Получить желаемую характеристику регулятора мощности прямого действия можно, как уже отмечалось выше, путем применения в его конструкции нелинейной (например, кулачковой) механической передачи. Однако на практике для приближения статической характеристики регулятора мощности к идеальной используют другое техническое решение, а именно, применяют в преобразующем устройстве регулятора пружинный блок, в состав которого входят несколько пружин постоянной жесткости

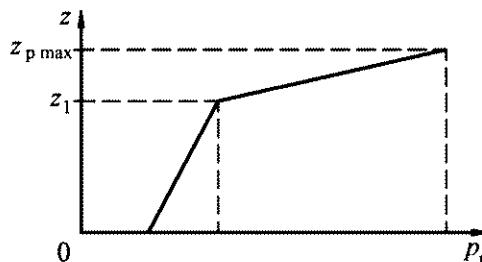


Рис. 4.19.5. Вид графика статической характеристики регулятора мощности прямого действия с двумя уровнями жесткости пружинного блока

(обычно две или три пружины). Каждая из этих пружин деформируется лишь на определенной части хода поршня (плунжера) преобразующего устройства таким образом, что с увеличением смещения поршня (плунжера) преобразующего устройства из его исходного положения приведенный коэффициент жесткости пружинного блока ступенчато возрастает.

При использовании в пружинном блоке регулятора мощности прямого действия двух пружин, обеспечивающих два значения коэффициента жесткости пружинного блока, график статической характеристики рассматриваемого регулятора имеет вид ломаной линии, состоящей из двух участков (рис. 4.19.5), в соответствии со следующим математическим описанием:

$$z = \begin{cases} Z_1 & \text{при } 0 \leq Z_1 \leq z_1; \\ Z_2 & \text{при } z_1 \leq Z_2 \leq z_{p\max}, \end{cases} \quad (4.19.24)$$

где

$$Z_1 = A_x(p_h - p_{h\min})/c_{x1} - H_{p,0}/c_{x1}; \quad (4.19.25)$$

$$Z_2 = z_1 + A_x(p_h - p_{h,1})/c_{x2} - H_{p,0}/c_{x2}; \quad (4.19.26)$$

$$p_{h,1} = p_{h\min} + c_{x1}z_1/A_x; \quad (4.19.27)$$

z_1 – значение координаты z выходного звена регулятора, соответствующее его положению, при котором коэффициент жесткости пружинного блока преобразующего устройства изменяет свое значение с величины c_{x1} на величину c_{x2} (при увеличении координаты z) или наоборот (при уменьшении координаты z); c_{x1} , c_{x2} – значения коэффициента жесткости пружинного блока преобразующего устройства регулятора соответственно при $0 \leq z \leq z_1$ и $z_1 < z \leq z_{p\max}$ ($c_{x2} > c_{x1}$).

В регуляторах мощности прямого действия, предназначенных для регулируемых двухпоточных (двуихсекционных) насосов (насосов с двумя качающимися узлами) поршень (плунжер) 1 преобразующего устройства выполнен ступенчатым и установлен в цилиндре 2 с образованием двух полостей управления, каждая из которых соединена с напорным каналом соответствующего качающего узла насоса (рис. 4.19.6). Очевидно, что при указанном исполнении регулятора мощности он (в пределах своего рабочего диапазона) реагирует на изменения давления на выходе любого из качающих узлов насоса, обеспечивая соответствующие синхронные изменения их рабочих объемов.

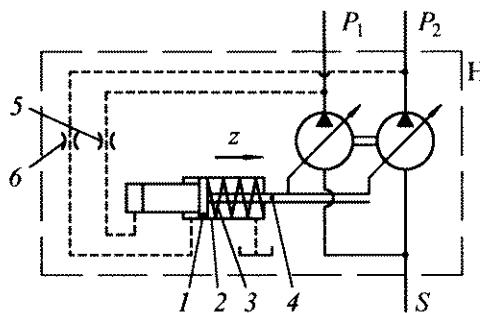


Рис. 4.19.6. Принципиальная схема объемного двухпоточного насоса, оснащенного регулятором мощности прямого действия

При равенстве эффективных площадей ступенчатого поршня (плунжера) преобразующего устройства рассматриваемого регулятора со стороны обеих полостей его управления все вышеприведенные выражения, относящиеся к регулятору мощности прямого действия для однопоточного насоса, применимы и по отношению к аналогичному регулятору мощности для двухпоточного насоса, если в этих выражениях несколько изменить трактовку содержания отдельных величин. Так, например, величину p_n следует трактовать как сумму текущих значений давления в напорных каналах качающих узлов двухпоточного насоса.

Регуляторы мощности прямого действия имеют относительно простую конструкцию, но при их работе возникает статическая ошибка δ_z по положению z выходного звена регулятора, зависящая от силы $H_{p,o}$, действующей на выходное звено регулятора со стороны регулирующего органа насоса, и равная (при отсутствии в составе регулятора мощности механической передачи):

$$\delta_z = -H_{p,o}/c_{xT}, \quad (4.19.28)$$

где c_{xT} – текущее значение коэффициента жесткости пружинного блока преобразующего устройства регулятора.

Из-за наличия сил контактного трения в подвижных парах регулирующего органа насоса и непосредственно самого регулятора мощности прямого действия статическая характеристика последнего обладает значительным гистерезисом. Уменьшить это негативное влияние нагрузки на характеристику регулятора можно, увеличив коэффициент жесткости пружинного блока его преобразующего устройства, однако это неизбежно влечет за собой необходимость соответствующего увеличения эффективной площади поршня (плунжера) преобразующего устройства и, следовательно, габаритов регулятора мощности в целом.

Регуляторы мощности непрямого действия, благодаря наличию в их составе гидравлического усилителя, охваченного вместе с управляющим гидродвигателем отрицательной обратной связью по положению выходного звена регулятора, свободны от подобного недостатка регуляторов мощности прямого действия, но имеют значительно более сложную конструкцию. Фактически часть регулятора мощности непрямого действия, охваченная обратной связью, представляет собой следящий гидропривод, работающий по принципу компенсации перемещений, если обратная связь выполнена механической позиционной (рис. 4.19.7, а), или по принципу компенсации сил, если обратная связь выполнена механической силовой (рис. 4.19.7, б).

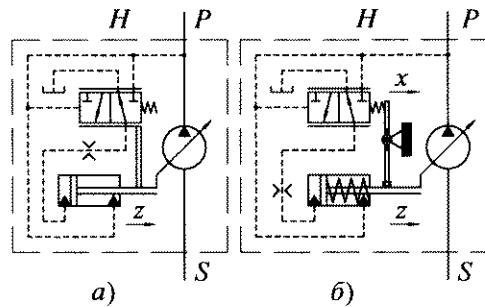


Рис. 4.19.7. Принципиальные схемы объемных насосов, оснащенных регуляторами мощности непрямого действия с механическими позиционной (а) и силовой (б) отрицательными обратными связями

Выражения, описывающие статические характеристики регуляторов мощности, принципиальные схемы которых приведены на рис. 4.19.7, могут быть получены на основании уравнения равновесия золотника дросслирующего распределителя, входящего в состав гидроусилителя соответствующего регулятора, и уравнения обратной связи. Для регулятора мощности с механической силовой обратной связью и одной пружиной с постоянным коэффициентом жесткости c_x в пружинном блоке (см. рис. 4.19.7, б) при предварительном поджатии пружины таким образом, чтобы при нейтральном положении золотника дросслирующего гидрораспределителя относительно его гильзы сила данной пружины составляла $A_x p_{\text{h min}}$, уравнение равновесия золотника с учетом уравнения обратной связи имеет вид:

$$A_x(p_h - p_{\text{h min}}) = (x + k_{\text{oc}}z)c_x + R_x \quad \text{при} \quad 0 \leq z \leq z_{\text{p max}}, \quad (4.19.29)$$

где x – смещение (координата) золотника дросслирующего гидрораспределителя относительно его нейтрального положения; k_{oc} – передаточный коэффициент обратной связи; R_x – сила контактного трения в паре золотник–гильза дросслирующего гидрораспределителя.

В силу малости смещения золотника дросслирующего гидрораспределителя относительно его нейтрального (среднего) положения при установленном режиме работы регулятора, смещением x по сравнению с произведением $k_{\text{oc}}z$ в последнем уравнении можно пренебречь. При этом получаем следующее выражение статической характеристики рассматриваемого регулятора:

$$z = Z_p \quad \text{при} \quad 0 \leq Z_p \leq z_{\text{p max}}, \quad (4.19.30)$$

где

$$Z_p = A_x(p_h - p_{\text{h min}})/(k_{\text{oc}}c_x) - R_x/(k_{\text{oc}}c_x). \quad (4.19.31)$$

Выражения (4.19.30), (4.19.31) по своей структуре аналогичны выражениям (4.19.22), (4.19.23), описывающим статическую характеристику регулятора мощности прямого действия с одной пружиной в пружинном блоке, но в них фигурирует не сила $H_{\text{p.o.}}$, действующая на выходное звено регулятора со стороны регулирующего органа насоса, а намного меньшая при прочих равных условиях сила R_x контактного трения в

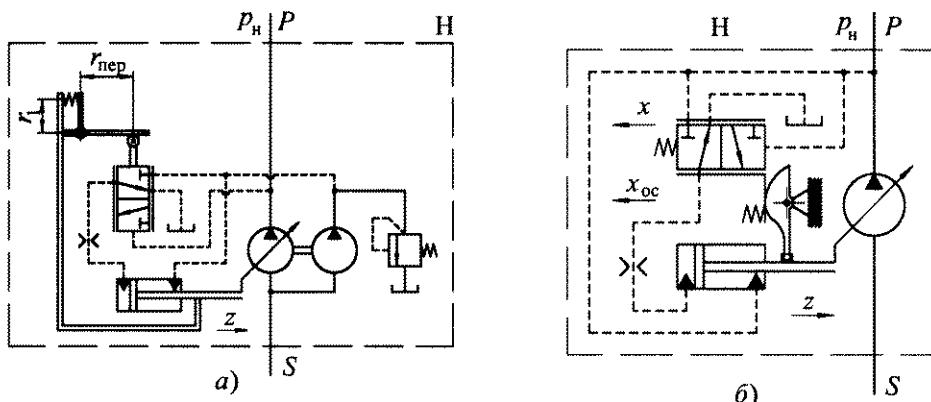


Рис. 4.19.8. Принципиальные схемы насосов, оснащенных регуляторами мощности непрямого действия с нелинейными механическими рычажной (а) и кулачковой (б) передачами в цепи обратной связи по положению выходного звена регулятора

паре золотник–гильза дросслирующего гидрораспределителя. При соответствующем выборе величин A_x и c_x влияние силы трения R_x на статическую характеристику регулятора мощности непрямого действия может быть несущественным.

Приближение статической характеристики регулятора мощности непрямого действия к идеальной обеспечивают следующими способами:

1) путем применения в преобразующем устройстве регулятора пружинного блока, в состав которого входят несколько пружин постоянной жесткости, каждая из которых деформируется лишь на определенной части хода поршня (плунжера) преобразующего устройства (в результате чего коэффициент жесткости пружинного блока ступенчато изменяется по ходу поршня (плунжера) преобразующего устройства);

2) путем применения нелинейной механической передачи (рычажной или кулачковой) в цепи обратной связи по положению выходного звена регулятора (рис. 4.19.8).

Для регулятора мощности с рычажной передачей с переменным передаточным отношением в цепи силовой обратной связи, выполненного в соответствии с принципиальной схемой, представленной на рис. 4.19.8, а, уравнение равновесия золотника дросслирующего гидрораспределителя, входящего в его состав, при пренебрежении силами трения в соответствующих подвижных парах может быть представлено в виде:

$$A_x p_h = P'_{\text{nx}} r_1 / r_{\text{пер}} \quad \text{при} \quad p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}, \quad (4.19.32)$$

где r_1 , $r_{\text{пер}}$ – плечи рычага (см. рис. 4.19.8, а); P'_{nx} – сила деформации пружинного блока регулятора при нейтральном положении золотника дросслирующего гидрораспределителя относительно его гильзы.

На основании уравнения (4.19.32) при условии, что текущее значение изменяющееся плеча $r_{\text{пер}}$ рычага связано с координатой z выходного звена регулятора зависимостью

$$r_{\text{пер}} = z_{h \max} - z, \quad (4.19.33)$$

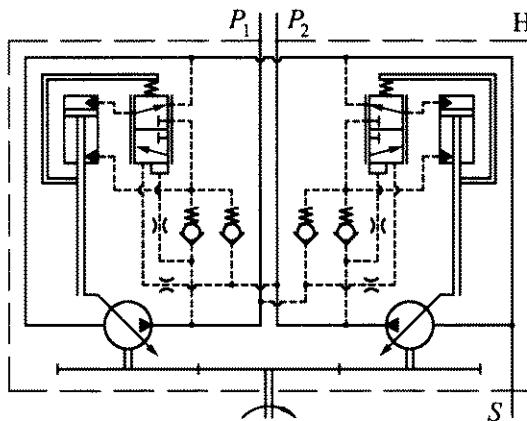


Рис. 4.19.9. Принципиальная схема объемного двухпоточного насоса, оснащенного регулятором мощности непрямого действия

получаем следующее выражение статической характеристики рассматриваемого регулятора мощности

$$z = z_{\text{H max}} - P'_{\text{nx}} r_1 / (A_x p_{\text{H}}) \quad \text{при} \quad p_{\text{H min}} \leq p_{\text{H}} \leq p_{\text{H max}}. \quad (4.19.34)$$

При выборе параметров регулятора таким образом, что

$$P'_{\text{nx}} r_1 / A_x = B, \quad (4.19.35)$$

выражение (4.19.34), описывающее его статическую характеристику, приобретает вид:

$$z = z_{\text{H max}} - B / p_{\text{H}} \quad \text{при} \quad p_{\text{H min}} \leq p_{\text{H}} \leq p_{\text{H max}}, \quad (4.19.36)$$

и при значениях избыточного давления p_{bc} во всасывающем канале насоса, близких к нулю, весьма незначительно отличается от выражения (4.19.17) идеальной статической характеристики регулятора мощности.

Для регулятора мощности с кулачковым механизмом в цепи позиционной обратной связи, принципиальная схема которого изображена на рис. 4.19.8, б, с погрешностью, не превышающей величину перекрытия рабочего окна золотниковой пары дросселирующего гидрораспределителя, можно считать, что при установленвшемся режиме работы регулятора (когда золотник и гильза дросселирующего гидрораспределителя находятся в состоянии покоя) перемещения x и x_{oc} соответственно упомянутых золотника и гильзы, отсчитываемые относительно их взаимного нейтрального положения при $z = 0$, равны между собой. С учетом соотношения $x_{\text{oc}} = x$, пренебрегая силами трения в подвижных парах дросселирующего гидрораспределителя и при условии, что $P'_{\text{nx}} = A_x p_{\text{H min}}$ при $z = 0$, исходя из уравнения равновесия золотника гидрораспределителя, получаем:

$$x_{\text{oc}} = A_x (p_{\text{H}} - p_{\text{H min}}) / c_x \quad \text{при} \quad p_{\text{H min}} \leq p_{\text{H}} \leq p_{\text{H max}}. \quad (4.19.37)$$

Полагая, что регулятор имеет идеальную статическую характеристику, описываемую выражением (4.19.17), на основании соотношений (4.19.37) и (4.19.17) находим, какой для обеспечения этого должна быть зависимость перемещения x_{oc} подвижной гильзы дросселирующего гидрораспределителя от координаты z выходного звена регулятора:

$$x_{oc} = A_x [B/(z_{h \max} - z) + p_{bc} - p_{h \min}] / c_x \quad \text{при } 0 \leq z \leq z_{\max}. \quad (4.19.38)$$

Выражение (4.19.38) позволяет выполнить расчет потребных размеров (в частности, профиля) кулачкового механизма [12].

В качестве примера на рис. 4.19.9 представлена принципиальная схема регулятора мощности непрямого действия двухпоточного аксиально-поршневого насоса [6].

4.20. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ РЕГУЛЯТОРА МОЩНОСТИ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ОБЪЕМНОГО НАСОСА

В данном случае ограничимся рассмотрением проектировочного расчета регулятора мощности прямого действия со ступенчато изменяющейся в функции координаты поршня (плунжера) преобразующего устройства жесткостью пружинного блока последнего.

При работе регулятора мощности объемного насоса сила на его выходном звене определяется силой, необходимой для изменения положения или удержания в текущем положении регулирующего органа насоса. В общем случае выражение для определения силы $H_{p,o}$, действующей на выходное звено регулятора со стороны регулирующего органа насоса, может быть представлено следующим образом:

$$H_{p,o} = m_{p,o} d^2 z / dt^2 + f_{p,o} dz / dt + R_{p,o} \operatorname{sign}(dz/dt) + \Pi_{p,o}, \quad (4.20.1)$$

где $m_{p,o}$ – приведенная к выходному звену регулятора масса регулирующего органа насоса и движущихся вместе с ним частей насоса; z – линейная координата выходного звена регулятора; t – время; $f_{p,o}$ – приведенный к выходному звену регулятора коэффициент вязкого трения в подвижных парах регулирующего органа насоса; $R_{p,o}$ – приведенная к выходному звену регулятора сила контактного трения в подвижных парах регулирующего органа насоса; $\Pi_{p,o}$ – приведенная к выходному звену регулятора результирующая сила от сил давления рабочей жидкости и сил пружин, передающихся на регулирующий орган насоса.

Силы $R_{p,o}$ и $\Pi_{p,o}$ являются переменными величинами и представляют собой нелинейные функции текущих значений угла поворота вала насоса, давления p_n рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса и координаты z_n регулирующего органа насоса, а следовательно, и координаты z выходного звена регулятора, взаимосвязанной с координатой z_n [3].

При наличии в составе регулятора мощности прямого действия механической передачи (см. рис. 4.19.3) связь между текущими координатами x и z соответственно поршня (плунжера) преобразующего устройства и выходного звена регулятора, описывается соотношением

$$z = x / k_n, \quad (4.20.2)$$

где k_n – передаточное отношение механической передачи.

В общем случае величина передаточного отношения k_n может быть переменной. Однако далее ограничимся рассмотрением лишь частного случая, когда $k_n = \text{const}$.

Если механическая передача в составе регулятора мощности отсутствует, то значение передаточного отношения k_n в соотношении (4.20.2) следует принять равным единице ($k_n = 1$).

Наиболее удобной формой математического описания регулятора мощности прямого действия является его математическая модель в виде уравнения движения выходного звена, к которому приведены инерционные характеристики всех движущихся вместе с указанным звеном частей как собственно регулятора, так и регулируемого насоса, а также все внешние силы, действующие на подвижные элементы регулятора и регулирующего органа насоса. При отсутствии силового взаимодействия подвижных элементов регулятора и регулирующего органа насоса с упорами, ограничивающими их перемещение, указанное уравнение с учетом выражений (4.20.1) и (4.20.2) может быть представлено в виде:

$$m_z d^2z/dt^2 + f_z dz/dt + c_z z + R_z \text{sign}(dz/dt) + \Pi_z = A_z p_n, \quad (4.20.3)$$

где $m_z = k_n^2 m_x + m_n + m_{p.o}$; $f_z = k_n^2 f_x + f_n + f_{p.o}$; $c_z = k_n^2 c_{x\pi}$; $R_z = k_n R_x + R_n + R_{p.o}$; $\Pi_z = k_n \Pi_x + \Pi_{p.o}$; $A_z = k_n A_x$; m_x , f_x , $c_{x\pi}$, R_x , Π_x , A_x – параметры преобразующего устройства регулятора мощности, соответственно масса подвижных деталей, коэффициент вязкого трения, текущее значение коэффициента жесткости пружинного блока, сила контактного трения в подвижных парах, текущее значение силы условной предварительной деформации пружинного блока и эффективная площадь поршня (плунжера); m_n , f_n , R_n – приведенные к выходному звену регулятора мощности параметры его механической передачи, соответственно масса подвижных деталей, коэффициент вязкого трения и сила контактного трения в подвижных парах; p_n – давление рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса.

При использовании в преобразующем устройстве регулятора мощности пружинного блока, в состав которого входят несколько пружин постоянной жесткости, каждая из которых деформируется лишь на определенной части хода поршня (плунжера) преобразующего устройства таким образом, что с увеличением смещения поршня (плунжера) из его исходного положения коэффициент жесткости $c_{x\pi}$ пружинного блока ступенчато возрастает, текущее значение P_x силы деформации пружинного блока, соответствующее координате x поршня (плунжера) преобразующего устройства ($x_K \leq x \leq x_{K+1}$, где $K = 0, 1, 2, \dots, n - 1$), составляет:

$$P_x = P_{nx} + c_{x1}x_1 + c_{x2}(x_2 - x_1) + c_{x3}(x_3 - x_2) + \dots + c_{xK}(x_K - x_{K-1}) + c_{x(K+1)}(x - x_K),$$

или

$$P_x = P_{nx} - \sum_{i=1}^K (c_{x(i+1)} - c_{xi})x_i + c_{x(K+1)}x, \quad (4.20.4)$$

где x_i – значение координаты x поршня (плунжера) преобразующего устройства регулятора, соответствующее его положению, при котором коэффициент жесткости пружинного блока изменяет свое значение с c_{xi} на величину $c_{x(i+1)}$ (при увеличении координаты x) или наоборот (при уменьшении координаты x) ($i = 0, 1, 2, \dots, n$; $x_0 = 0$); c_{xi} – значение коэффициента жесткости пружинного блока преобразующего устройства регулятора при $x_{i-1} \leq x \leq x_i$ ($c_{x0} = c_{x1}$; $c_{x(n+1)} = c_{xn}$; $c_{x(i+1)} > c_{xi}$ при $i = 1, 2, \dots, n - 1$); n – число пружин в пружинном блоке преобразующего устройства регулятора мощности; P_{nx} – сила предварительного поджатия пружинного блока преобразующего устройства регулятора.

В соответствии с вышепринятыми обозначениями

$$P_x = \Pi_x + c_{xt} x. \quad (4.20.5)$$

С учетом того, что при $x_K \leq x \leq x_{K+1}$ $c_{xt} = c_{x(K+1)}$, на основании выражений (4.20.4) и (4.20.5) получаем следующую формулу для определения Π_x :

$$\Pi_x = P_{nx} - \sum_{i=0}^K (c_{x(i+1)} - c_{xi}) x_i \text{ при } x_K \leq x \leq x_{K+1}. \quad (4.20.6)$$

Значение коэффициента вязкого трения f_x преобразующего устройства регулятора мощности определяется, главным образом, параметрами входящего в его состав демпфирующего устройства.

При использовании в качестве демпфирующего устройства дросселя (см. рис. 4.19.4), выполненного в виде канала круглого сечения, имеющего длину l_{dp} и диаметр d_{dp} , и при ламинарном движении рабочей жидкости через данный дроссель выражение для определения соответствующей ему составляющей f_{dp} коэффициента вязкого трения f_x находится на основании формулы Пуазейля и имеет вид:

$$f_{dp} = 128 \rho v l_{dp} A_x^2 / (\pi d_{dp}^4), \quad (4.20.7)$$

где ρ , v – соответственно плотность и кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости.

В ряде конструкций регуляторов мощности демпфирующее устройство выполнено в виде вспомогательного поршня, жестко соединенного с поршнем (плунжером) преобразующего устройства и установленного в замкнутой цилиндрической камере с образованием радиального зазора между цилиндрическими поверхностями поршня и камеры. При таком исполнении демпфирующего устройства демпфирование обеспечивается в результате дросселирования рабочей жидкости при ее перетекании из одной полости замкнутой камеры в другую через кольцевую щель между наружной цилиндрической поверхностью вспомогательного поршня и внутренней цилиндрической поверхностью данной камеры.

При соосном расположении вспомогательного поршня в камере демпфирующего устройства и ламинарном движении рабочей жидкости через щель между ними составляющую f_d коэффициента вязкого трения f_x , соответствующую рассматриваемой конструкции демпфирующего устройства (гидравлического демпфера или просто гидродемпфера), можно рассчитывать по формуле [12]:

$$f_d = 12 \rho v l_d A_d^2 / (\pi d_d \delta_d^3), \quad (4.20.8)$$

где l_d , δ_d – соответственно длина щели и радиальный зазор между цилиндрическими поверхностями поршня и камеры гидродемпфера; d_d , A_d – соответственно диаметр и эффективная площадь поршня гидродемпфера.

Уравнение (4.20.3) является нелинейным. Одной из наиболее существенных нелинейных составляющих данного уравнения является $R_2 \operatorname{sign}(dz/dt)$. Линеаризуем данный

член (для приведения уравнения (4.20.3) к более удобному виду), воспользовавшись методом энергетического баланса (см. п. 2.5), в предположении, что величина R_z является постоянной (т.е. $R_z = \text{const}$) и скорость движения $v = dz/dt$ выходного звена регулятора мощности изменяется по гармоническому закону:

$$v = v_a \sin \Omega t, \quad (4.20.9)$$

где v_a , Ω – соответственно амплитуда и угловая частота изменения скорости движения выходного звена регулятора мощности.

За промежуток времени, равный периоду $T = 2\pi/\Omega$ изменения скорости движения v выходного звена регулятора мощности, потери энергии $\mathcal{E}_{\text{пот.н}}$, связанные с совершением работы против приведенной к указанному звену силы контактного трения $R_{\text{tp}} = R_z \text{sign}(dz/dt)$, составляют:

$$\mathcal{E}_{\text{пот.н}} = \int_0^{2\pi/\Omega} R_z \text{sign}(v) v dt = 4R_z v_a / \Omega. \quad (4.20.10)$$

При прямо пропорциональной зависимости силы трения R_{tp} от скорости v с коэффициентом пропорциональности f_R :

$$R_{\text{tp}} = f_R v, \quad (4.20.11)$$

за тот же промежуток времени $T = 2\pi/\Omega$ потери энергии $\mathcal{E}_{\text{пот.л}}$, обусловленные совершением работы против данной силы, имеют величину

$$\mathcal{E}_{\text{пот.л}} = \int_0^{2\pi/\Omega} f_R v^2 dt = \pi f_R v_a^2 / \Omega. \quad (4.20.12)$$

Приравнивая величины $\mathcal{E}_{\text{пот.н}}$ и $\mathcal{E}_{\text{пот.л}}$, получаем следующее выражение для определения коэффициента f_R , имеющего в данном случае смысл коэффициента линеаризации приведенной силы контактного трения $R_{\text{tp}} = R_z \text{sign}(dz/dt)$, или смысл эквивалентного коэффициента вязкого трения:

$$f_R = 4R_z / (\pi v_a). \quad (4.20.13)$$

При линейном законе изменения скорости движения v выходного звена регулятора мощности в функции времени от нуля до некоторого значения v_m , или наоборот, и $R_z = \text{const}$, выполнив математические выкладки, аналогичные вышепроведенным, приходим к выражению для определения эквивалентного коэффициента вязкого трения f_R :

$$f_R = 3R_z / (2v_m). \quad (4.20.14)$$

При линеаризации нелинейного члена $R_{\text{tp}} = R_z \text{sign}(dz/dt)$ в соответствии с выражением (4.20.11) уравнение (4.20.3) приобретает вид:

$$m_z d^2z/dt^2 + f_{z3} dz/dt + c_z z + \Pi_z = A_z p_h, \quad (4.20.15)$$

где $f_{z3} = f_z + f_R$.

Пренебрегая изменениями величины P_z при малых изменениях переменных p_n и z , на основании уравнения (4.20.15) получаем уравнение, связывающее между собой приращения Δp_n и Δz :

$$m_z d^2 \Delta z / dt^2 + f_{z3} d \Delta z / dt + c_z \Delta z = A_z \Delta p_n, \quad (4.21.16)$$

где $\Delta p_n = p_n - p_{n0}$; $\Delta z = z - z_0$; p_{n0}, z_0 – значения давления рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса и соответствующей ему координаты выходного звена регулятора мощности насоса при установленном режиме работы.

Выполнив преобразование уравнения (4.20.16) по Лапласу при нулевых начальных условиях, находим выражение передаточной функции $W(s)$, отображающей связь между преобразованиями Лапласа $\Delta z(s)$ и $\Delta p_n(s)$ приращений соответственно координаты z выходного звена регулятора мощности и давления p_n рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса [12]:

$$W(s) = \frac{\Delta z(s)}{\Delta p_n(s)} = \frac{A_z}{m_z s^2 + f_{z3}s + c_z}, \quad (4.20.17)$$

где s – комплексная переменная.

При проектировании регулятора мощности прямого действия объемного насоса в качестве исходных данных используются следующие параметры:

$m_{p,o}$ – приведенная к выходному звену регулятора масса регулирующего органа насоса и движущихся вместе с ним частей насоса;

$f_{p,o}$ – приведенный к выходному звену регулятора коэффициент вязкого трения в подвижных парах регулирующего органа насоса;

$R_{p,o\max}$ – максимальное значение приведенной к выходному звену регулятора силы $R_{p,o}$ контактного трения в подвижных парах регулирующего органа насоса при $p_n = p_{n\min}$;

$P_{p,o\max}$ – максимальное значение приведенной к выходному звену регулятора результирующей силы $P_{p,o}$ от сил давления рабочей жидкости и сил пружин, передающихся на регулирующий орган насоса, при $p_n = p_{n\min}$;

t_p – значение промежутка времени, в течение которого должно осуществляться изменение величины рабочего объема q_n регулируемого насоса от $q_{n\max}$ до $q_{n\min}$ или наоборот.

Здесь $p_{n\min}, q_{n\min}$ – минимальные значения соответственно давления p_n в напорном канале и рабочего объема q_n регулируемого насоса из условия его работы в режиме стабилизации врачающего момента M_n на приводном валу на уровне величины $M_{n,0}$ [см. п. 4.19, выражения (4.19.13), (4.19.12)].

$$p_{n\min} = p_{bc} + 2\pi\eta_{n,rm} M_{n,0} / q_{n\max}; \quad (4.20.18)$$

$$q_{n\min} = 2\pi\eta_{n,rm} M_{n,0} / (p_{n\max} - p_{bc}); \quad (4.20.19)$$

p_{bc} – давление рабочей жидкости во всасывающем канале насоса; $\eta_{n,rm}$ – гидромеханический КПД насоса; $q_{n\max}$ – максимальное значение рабочего объема q_n регулируемого насоса; $p_{n\max}$ – максимальное значение давления p_n рабочей жидкости в напорном канале насоса.

Максимальные значения v_{\max} и a_{\max} соответственно скорости $v = dz/dt$ и ускорения $a = d^2z/dt^2$ выходного звена регулятора мощности находят в предположении, что изменение рабочего объема q_h регулируемого насоса от $q_{h \max}$ до $q_{h \min}$ соответствует изменению линейной координаты z выходного звена регулятора от нуля до z_{\max} , причем изменение координаты z происходит по гармоническому закону:

$$z = z_{\max}(1 - \cos \Omega_p t)/2, \quad (4.20.20)$$

где

$$z_{\max} = z_{h \max} - B/(p_{h \max} - p_{bc}) \text{ [см. выражение (4.19.19)]}; \quad (4.20.21)$$

$$B = 2\pi n_{h,rm} M_{h0} z_{h \max}/q_{h \max} \quad [\text{см. выражение (4.19.18)}]; \quad (4.20.22)$$

Ω_p – угловая частота изменения координаты (положения) выходного звена регулятора мощности, определяемая из условия равенства периода колебаний этого звена величине $2t_p$,

$$\Omega_p = \pi/t_p; \quad (4.20.23)$$

$z_{h \max}$ – координата регулирующего органа насоса, соответствующая положению данного органа, при котором $q_h = q_{h \max}$.

Согласно выражению (4.20.20):

$$v_{\max} = z_{\max} \Omega_p / 2; \quad (4.20.24)$$

$$a_{\max} = z_{\max} \Omega_p^2 / 2. \quad (4.20.25)$$

Как известно, при работе регулятора мощности прямого действия возникает ошибка по положению z его выходного звена, зависящая от силы $H_{p,o}$, действующей на указанное звено регулятора со стороны регулирующего органа насоса (см. п. 4.19). С тем чтобы уменьшить влияние нагрузки на выходном звене рассматриваемого регулятора на процесс автоматического изменения рабочего объема регулируемого насоса, параметры регулятора выбирают так, чтобы значение силы $H_{p,o}$, будучи приведенным к поршню (плунжеру) преобразующего устройства регулятора, при прочих равных условиях было незначительным по сравнению с действующей на поршень (плунжер) силой давления рабочей жидкости. В этих условиях, несмотря на то что максимальные значения v_{\max} и a_{\max} имеют место в разные моменты времени, при определении потребной эффективной площади A_x поршня (плунжера) преобразующего устройства регулятора можно принять в качестве расчетного значение $H_{p,o,ac}$ силы $H_{p,o}$, вычисляемое в соответствии со следующим выражением:

$$H_{p,o,ac} = m_{p,o} a_{\max} + f_{p,o} v_{\max} + P_{p,o \max} + R_{p,o \max} \quad (4.20.26)$$

(тем более, что закон изменения положения выходного звена регулятора в действительности, как правило, не является гармоническим).

Потребную эффективную площадь A_x поршня (плунжера) преобразующего устройства регулятора мощности прямого действия определяют по формуле

$$A_x = K_x H_{p_{o,pac}} / (k_{p_{h,min}}), \quad (4.20.27)$$

где K_x – коэффициент превышения силы давления рабочей жидкости на поршень (плунжер) преобразующего устройства регулятора мощности прямого действия над приведенной к данному поршню (плунжеру) силой, действующей на выходное звено регулятора со стороны регулирующего органа насоса (рекомендуется принимать $K_x \approx 10$ [12]).

На основании вычисленного с использованием формулы (4.20.27) значения площади A_x рассчитывают потребный диаметр поршня (плунжера) преобразующего устройства регулятора, округляют полученное значение до ближайшего по ГОСТ 12447–80 и с учетом выбранного значения диаметра уточняют эффективную площадь A_x .

В процессе работы реального регулятора мощности прямого действия, в пружинном блоке преобразующего устройства которого используется конечное число пружин, при каждом фиксированном значении давления p_h в напорном канале регулируемого насоса координата z выходного звена регулятора отличается от координаты z_{id} выходного звена регулятора, обладающего идеальной статической характеристикой, описываемой выражением [см. выражение (4.19.17)]:

$$z_{id} = z_{h \max} - B/(p_h - p_{sc}) \quad \text{при} \quad p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}, \quad (4.20.28)$$

на некоторую величину Δz (которая при отдельных значениях p_h может быть равна нулю):

$$\Delta z = z - z_{id}. \quad (4.20.29)$$

Вследствие этого текущее значение врачающего момента M_h на приводном валу регулируемого насоса в общем случае отличается от подлежащей стабилизации величины M_{h0} . Указанное расхождение может быть оценено посредством безразмерного коэффициента ε статической ошибки регулирования

$$\varepsilon = (M_h - M_{h0})/M_{h0}. \quad (4.20.30)$$

Выражение для определения текущего значения врачающего момента M_h на приводном валу регулируемого насоса, оснащенного регулятором мощности, может быть представлено в следующем виде [см. выражения (4.19.8), (4.19.16)]:

$$M_h = (p_h - p_{sc}) q_{h \max} (1 - z/z_{h \max}) / (2\pi \eta_{h,gm}). \quad (4.20.31)$$

Из соотношений (4.20.29), (4.20.31), (4.20.28), (4.20.22), (4.20.18) и (4.20.30) следует, что

$$\Delta z = -z_{h \max} \varepsilon (p_{h \min} - p_{sc}) / (p_h - p_{sc}) \quad \text{при} \quad p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}. \quad (4.20.32)$$

Выражение (4.20.32) дает возможность при заданном предельно допустимом значении $\varepsilon_{\text{доп}}$ коэффициента ε для каждого значения давления p_h в напорном канале регулируемого насоса ($p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}$) определить допустимую величину $\Delta z_{\text{доп}}$ отклонения Δz координаты z выходного звена регулятора от координаты z_{id} .

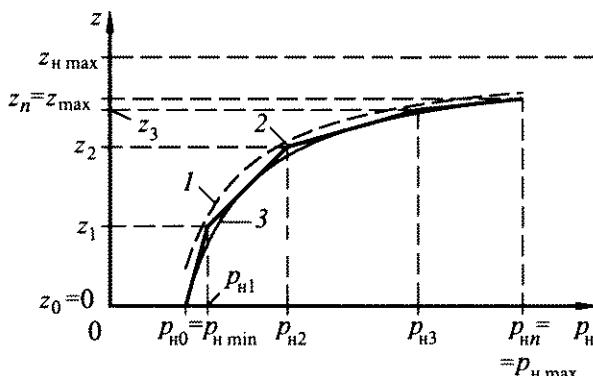


Рис. 4.20.1. Графики предельно допустимой (при $\varepsilon_{\text{доп}} < 0$), реальной и идеальной статических характеристик регулятора мощности объемного насоса:
1 – $z_{\text{доп}} = z_{\text{доп}}(p_h)$; 2 – $z = z(p_h)$; 3 – $z_{\text{id}} = z_{\text{id}}(p_h)$

Если при работе регулируемого насоса, оснащенного регулятором мощности, в рабочем диапазоне регулятора ($p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}$) необходимо обеспечить выполнение требования $M_h \leq M_{h0}$, то, очевидно, величина $\varepsilon_{\text{доп}}$ должна быть отрицательной. При этом в соответствии с выражением (4.20.32) получаем $\Delta z_{\text{доп}} > 0$ и, следовательно, при прочих равных условиях $z \geq z_{\text{id}}$.

После того как зависимость $\Delta z_{\text{доп}} = \Delta z_{\text{доп}}(p_h)$ рассчитана, в первом приближении определяют параметры реальной статической характеристики $z = z(p_h)$ проектируемого регулятора мощности. При решении данной задачи удобно использовать графические построения. В последнем случае прежде всего на основании выражения (4.20.28) строят идеальную статическую характеристику регулятора $z_{\text{id}} = z_{\text{id}}(p_h)$. Затем строят предельно допустимую реальную статическую характеристику регулятора $z_{\text{доп}} = z_{\text{доп}}(p_h)$, где $z_{\text{доп}} = z_{\text{id}} + \Delta z_{\text{доп}}$.

Реальную статическую характеристику $z = z(p_h)$ проектируемого регулятора строят в виде ломаной линии, заключенной между идеальной и предельно допустимой реальной статическими характеристиками регулятора (если величина $\varepsilon_{\text{доп}}$ задана в виде одного значения) или между предельно допустимыми реальными статическими характеристиками регулятора (если величина $\varepsilon_{\text{доп}}$ задана в виде диапазона значений с разными знаками, например $\pm \varepsilon_{\text{доп}}$).

Для обеспечения потребного диапазона регулирования начальную и конечную точки реальной статической характеристики проектируемого регулятора рекомендуется совмещать с соответствующими точками его идеальной статической характеристики (рис. 4.20.1). При построении реальной статической характеристики регулятора мощности следует стремиться к тому, чтобы число ее участков было минимальным (с целью упрощения конструкции регулятора).

После построения в первом приближении реальной статической характеристики $z = z(p_h)$ проектируемого регулятора мощности определяют координаты p_{hi} и z_i граничных точек отдельных участков этой характеристики, имеющих вид отрезков прямой линии ($i = 0, 1, 2, \dots, n$; n – число линейных участков рассматриваемой характеристики, равное числу пружин в пружинном блоке преобразующего устройства регулятора мощности). При выполнении вышеуказанной рекомендации: $p_{h0} = p_{h \min}$; $z_0 = 0$; $p_{hn} = p_{h \max}$; $z = z_{\max}$ (см. рис. 4.20.1).

Значения x_i координат поршня (плунжера) преобразующего устройства проектируемого регулятора, соответствующие его положениям, при которых коэффициент жесткости пружинного блока изменяет свое значение с величины c_{xi} на $c_{x(i+1)}$ (при увеличении координаты x) или наоборот (при уменьшении координаты x), вычисляют с использованием соотношения

$$x_i = k_n z_i. \quad (4.20.33)$$

Далее находят потребные значения c_{xi} коэффициента жесткости пружинного блока преобразующего устройства регулятора, соответствующие каждому i -му участку реальной статической характеристики последнего, т.е. диапазону изменения координаты x поршня (плунжера) преобразующего устройства от x_{i-1} до x_i :

$$c_{xi} = \begin{cases} A_x (p_{hi} - p_{h(i-1)}) / (x_i - x_{i-1}) & \text{при } i = 1, 2, \dots, n; \\ c_{x1} & \text{при } i = 0. \end{cases} \quad (4.20.34)$$

Необходимая величина предварительного поджатия l_x пружинного блока в первом приближении составляет

$$l_x = A_x p_{h0} / c_{x1}. \quad (4.20.35)$$

Как уже отмечалось выше, число пружин в пружинном блоке преобразующего устройства регулятора мощности равно числу линейных участков его статической характеристики.

Конструктивно пружинные блоки преобразующих устройств регуляторов мощности объемных насосов выполняют с параллельным (рис. 4.20.2, а) и последовательным (рис. 4.20.2, б) соединением пружин. При параллельном соединении пружин в пружинном блоке каждая i -я пружина (кроме первой), входящая в блок, деформируется лишь тогда, когда координата x поршня (плунжера) преобразующего устройства превышает значение x_{i-1} , а при $x \leq x_{i-1}$ находится в свободном (неподжатом) состоянии. При последовательном соединении пружин в пружинном блоке каждая i -я пружина (кроме n -й) блокируется механическим путем при $x > x_i$ и в указанной ситуации не влияет на жесткость пружинного блока.

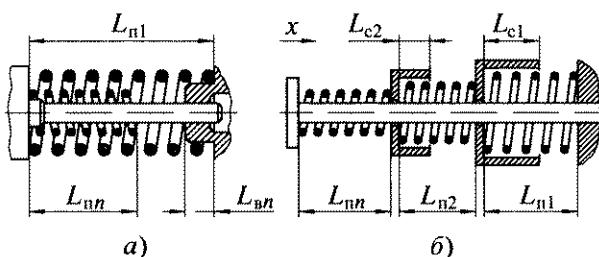


Рис. 4.20.2. Конструктивные схемы пружинных блоков преобразующих устройств регуляторов мощности объемных насосов с параллельным (а) и последовательным (б) соединением пружин (при свободном состоянии пружин):

L_{n1}, L_{n2}, L_{nn} – длины пружин в свободном состоянии; $L_{bp,n}$ – высота проставочной втулки; L_{cl}, L_{c2} – глубина проставочных стаканов; x – координата подвижного звена преобразующего устройства

Известно, что коэффициент жесткости группы параллельно соединенных (и, соответственно, одновременно деформирующихся на одну и ту же величину) пружин равен сумме коэффициентов жесткости отдельных пружин, входящих в данную группу. С учетом этого, при использовании в пружинном блоке преобразующего устройства регулятора мощности параллельного соединения пружин жесткость c_{ni} , рабочий ход (дополнительная максимальная деформация в процессе работы регулятора) x_{ni} и величина предварительного поджатия l_{ni} каждой i -й пружины ($i = 1, 2, \dots, n$), входящей в блок, соответственно равны:

$$c_{ni} = \begin{cases} c_{xi} & \text{при } i = 1; \\ c_{xi} - c_{x(i-1)} & \text{при } i = 2, \dots, n; \end{cases} \quad (4.20.36)$$

$$x_{ni} = x_n - x_{i-1}; \quad (4.20.37)$$

$$l_{ni} = \begin{cases} l_x & \text{при } i = 1; \\ 0 & \text{при } i = 2, \dots, n. \end{cases} \quad (4.20.38)$$

При последовательном соединении нескольких пружин все они одновременно нагружены одной и той же силой. Вследствие этого величина, обратная коэффициенту жесткости группы последовательно соединенных пружин, выражается в виде суммы величин, обратных коэффициенту жесткости каждой из пружин, входящих в группу. Принимая во внимание вышесказанное, для случая применения в пружинном блоке преобразующего устройства регулятора мощности последовательного соединения пружин получаем следующие формулы для определения их характеристик: c_{ni} , x_{ni} и l_{ni} ($i = 1, 2, \dots, n$):

$$c_{ni} = \begin{cases} c_{xi}c_{x(i+1)} / (c_{x(i+1)} - c_{xi}) & \text{при } i = 1, 2, \dots, n-1; \\ c_{xn} & \text{при } i = n; \end{cases} \quad (4.20.39)$$

$$x_{ni} = A_x(p_{ni} - p_{n0})/c_{ni}; \quad (4.20.40)$$

$$l_{ni} = c_{xi}l_x/c_{ni}. \quad (4.20.41)$$

При выборе конструктивных параметров пружин, который производят с использованием соответствующей методики, дополнительно находят:

– силу P_{ni} , i -й пружины ($i = 1, 2, \dots, n$) при ее предварительном поджатии

$$P_{ni} = c_{ni}l_{ni}; \quad (4.20.42)$$

– силу P_{n2i} , i -й пружины при ее полной рабочей деформации

$$P_{n2i} = c_n(l_{ni} + x_{ni}); \quad (4.20.43)$$

– наибольшую скорость $v_{n\max}$ перемещения подвижного конца пружины

$$v_{n\max} = k_nv_{\max}, \quad (4.20.44)$$

а также задают требуемую выносливость пружин в циклах N_b (рекомендуется принимать $N_b \approx 10^5$).

Для согласования длин и, соответственно, работы пружин в составе пружинного блока при их параллельном соединении используют проставочные втулки (см. рис. 4.20.2, а), а при последовательном соединении – блокирующие стаканы (см. рис. 4.20.2, б).

Потребная высота L_{bi} проставочной втулки для i -й пружины, входящей в состав пружинного блока с параллельным соединением пружин, составляет:

$$L_{bi} = \begin{cases} 0 & \text{при } i = 1; \\ L_{n1} - l_n - x_{n(i-1)} - L_{ni} & \text{при } i = 2, \dots, n; \end{cases} \quad (4.20.45)$$

где L_{ni} – длина i -й пружины ($i = 1, 2, \dots, n$) в свободном состоянии.

Значение глубины L_{ci} блокирующего стакана для i -й пружины, входящей в состав пружинного блока с последовательным соединением пружин, должно быть равно

$$L_{ci} = \begin{cases} L_{bi} - l_{ni} - x_{ni} & \text{при } i = 1, 2, \dots, n-1; \\ 0 & \text{при } i = n. \end{cases} \quad (4.20.46)$$

После выбора размеров регулятора мощности целесообразными являются проверочный расчет и построение фактической статической характеристики регулятора.

Регулятор мощности должен обладать низкой чувствительностью по отношению к являющимся возмущающими воздействиями высокочастотным колебаниям давления в напорном канале объемного насоса, обусловленным законом изменения во времени объема его рабочих камер и особенностями работы системы распределения рабочей жидкости, а также волновыми процессами в напорной гидролинии. Выполнение этого требования обеспечивается за счет соответствующего выбора параметров демпфирующего устройства, входящего в состав преобразующего устройства регулятора.

Данный выбор удобнее всего производить на основе анализа частотных характеристик работы регулятора мощности с использованием выражения (4.20.17) для передаточной функции $W(s)$, отображающей связь между преобразованиями Лапласа $\Delta z(s)$ и $\Delta p_n(s)$ приращений соответственно координаты z выходного звена регулятора мощности и давления p_n рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса.

Выражению (4.20.17) передаточной функции $W(s)$ регулятора мощности прямого действия, выходное звено которого соединено с регулирующим органом насоса, соответствует следующее выражение амплитудной частотной характеристики $A(\omega)$ рассматриваемой динамической системы:

$$A(\omega) = A_z / \sqrt{(c_z - m_z \omega^2)^2 + f_{z3}^2 \omega^2}, \quad (4.20.47)$$

где ω – угловая частота.

Определим относительную амплитудную частотную характеристику $\bar{A}(\omega)$:

$$\bar{A}(\omega) = A(\omega) / A(0) = c_z / \sqrt{(c_z - m_z \omega^2)^2 + f_{z3}^2 \omega^2}, \quad (4.20.48)$$

где $A(0)$ – значение амплитудной частотной характеристики $A(\omega)$ при $\omega = 0$, $A(0) = A_z / c_z$.

Приняв, что при угловой частоте $\Omega_{\text{воз}}$ возмущающих высокочастотных колебаний давления p_n рабочей жидкости в напорном канале регулируемого насоса величина относительной амплитудной частотной характеристики $\bar{A}(\omega)$ не превосходила некоторое наперед заданное малое значение $\delta_{\text{воз}}$ (например 0,05), т.е. чтобы выполнялось условие $\bar{A}(\omega) \leq \delta_{\text{воз}}$, на основании выражения (4.20.48) получаем следующее ограничение снизу для приведенного коэффициента вязкого трения f_{z3} :

$$f_{z3} \geq \sqrt{\left(c_z / \delta_{\text{воз}}\right)^2 - \left(c_z - m_z \Omega_{\text{воз}}^2\right)^2} / \Omega_{\text{воз}}. \quad (4.20.49)$$

При прочих равных условиях минимально допустимое значение коэффициента f_{z3} является также ограниченным в связи с необходимостью обеспечения определенного качества переходных процессов при работе регулятора в резонансной области. Из этих соображений при частоте $\Omega_c = \sqrt{c_z / m_z}$ собственных колебаний регулятора (в совокупности с регулирующим органом насоса) величина его относительной амплитудной частотной характеристики $\bar{A}(\omega)$ не должна превышать некоторое значение δ_c , близкое к единице (рекомендуется принимать $\delta_c \leq 1,25$). Согласно выражению (4.20.48) неравенство $\bar{A}(\Omega_c) \leq \delta_c$ выполняется при условии, что

$$f_{z3} \geq \sqrt{m_z c_z} / \delta_c. \quad (4.20.50)$$

Для того чтобы регулятор мощности обладал требуемым быстродействием, он практически без амплитудных искажений должен обеспечивать отработку сигналов с рабочей угловой частотой $\Omega_p = \pi / t_p$ [см. выражение (4.20.23)], что может быть представлено в виде условия: $\bar{A}(\omega) \geq \delta_p$, где δ_p – некоторое значение, близкое к единице (рекомендуется принимать $0,8 \leq \delta_p \leq 1$). Из последнего условия и выражения (4.20.48) вытекает еще одно ограничение для величины приведенного коэффициента вязкого трения f_{z3} :

$$f_{z3} \leq \sqrt{\left(c_z / \delta_p\right)^2 - \left(c_z - m_z \Omega_p^2\right)^2} / \Omega_p. \quad (4.20.51)$$

После выбора на основании неравенств (4.20.49), (4.20.50) и (4.20.51) величины коэффициента f_{z3} не составляет труда определить потребное значение коэффициента вязкого трения, соответствующего демпфирующему устройству регулятора, и при принятой конструкции этого устройства далее рассчитать его размеры [12].

Окончательное заключение о приемлемости выбранных параметров регулятора мощности может быть сделано лишь на основании расчета и анализа переходных процессов, протекающих при работе системы автоматического регулирования насоса, построенной на базе данного регулятора, с учетом всех нелинейных зависимостей (т.е. с использованием нелинейной математической модели указанной системы).

4.21. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛИРУЮЩИМ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ И НАСОСОМ, РЕГУЛИРУЕМЫМ ПО ДАВЛЕНИЮ

Объемный гидропривод с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению (рис. 4.21.1), по виду управляющего устройства относится к гидроприводам с машинно-дроссельным управлением. В данном гидроприводе напор-

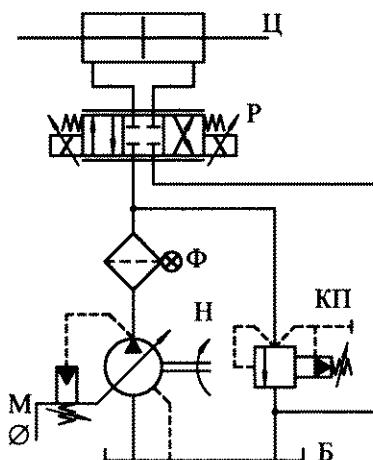


Рис. 4.21.1. Принципиальная схема гидропривода с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению

давление уменьшается, а при уменьшении – увеличивается. Изменение давления в напорном канале насоса H в пределах рабочего диапазона регулятора, которым оснащен насос, влечет за собой изменение рабочего объема насоса в соответствии с характеристикой его регулятора. При этом вне зависимости от конкретного исполнения регулятора уменьшению давления в напорном канале насоса H соответствует увеличение рабочего объема насоса, а увеличению давления – уменьшение рабочего объема насоса.

При фиксированных угловой скорости вращения вала насоса H и его объемном коэффициенте полезного действия (КПД) подача насоса изменяется в соответствии с изменениями его рабочего объема. В результате при увеличении площади проходного сечения рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя R подача авторегулируемого насоса H и расход жидкости, поступающей к гидродвигателю C , увеличиваются, а при уменьшении площади – уменьшаются.

Получим выражения, описывающие статические характеристики рассматриваемого гидропривода, для случая использования в гидроприводе недифференциального гидродвигателя, четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя и авторегулируемого насоса, у которого в пределах рабочего диапазона его регулятора зависимость подачи Q_h от давления p_h в напорном канале (на выходе) насоса является линейной (рис. 4.21.2):

$$Q_h = k_{Q_p} (p_{h \max} - p_h) \quad \text{при} \quad p_{h \min} \leq p_h \leq p_{h \max}, \quad (4.21.1)$$

где k_{Q_p} – коэффициент пропорциональности, $k_{Q_p} = Q_{h0} / (p_{h \max} - p_{h \min})$; $p_{h \max}$ – значение давления в напорном канале авторегулируемого насоса, при котором его подача Q_h равна нулю; $p_{h \min}$ – значение давления в напорном канале авторегулируемого насоса, при

котором клапан КП, подключенный входным каналом к напорному каналу автоматически регулируемого насоса H , выполняет функцию предохранительного клапана, и при отсутствии перегрузки гидропривода вся жидкость, подаваемая насосом (за исключением утечек), через соответствующее рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя R поступает к гидродвигателю.

При эксплуатации рассматриваемого гидропривода расход рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю C от источника питания, а следовательно, и скорость движения выходного звена гидродвигателя регулируют посредством дросселирующего гидрораспределителя R , изменяя положение его запорно-регулирующего элемента, т.е. изменяя площадь проходного сечения рабочих окон гидрораспределителя.

При фиксированном значении нагрузки на выходном звене гидроцилиндра C изменение площади проходного сечения рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя R приводит к изменению давления рабочей жидкости в напорном канале авторегулируемого насоса H : при увеличении площади

давления уменьшается, а при уменьшении – увеличивается. Изменение давления в напорном канале насоса H в пределах рабочего диапазона регулятора, которым оснащен насос, влечет за собой изменение рабочего объема насоса в соответствии с характеристикой его регулятора. При этом вне зависимости от конкретного исполнения регулятора уменьшению давления в напорном канале насоса H соответствует увеличение рабочего объема насоса, а увеличению давления – уменьшение рабочего объема насоса.

котором начинает работать его регулятор; Q_{h0} – подача авторегулируемого насоса при давлении в его напорном канале, равном $p_{h\min}$.

Величина коэффициента k_{Qp} при прочих равных условиях определяется значением коэффициента жесткости c_x пружины преобразующего устройства регулятора насоса и связана с последним обратно пропорциональной зависимостью. Меньшим значениям коэффициента жесткости c_x соответствуют большие значения коэффициента k_{Qp} и, соответственно, меньшие значения разности давлений $p_{h\max}$ и $p_{h\min}$ при фиксированном значении подачи Q_{h0} . При достаточно больших значениях коэффициента k_{Qp} разность $p_{h\max} - p_{h\min}$ становится пренебрежимо малой и регулятор насоса работает как регулятор давления (при малых значениях коэффициента k_{Qp} его можно рассматривать как регулятор мощности).

Следует отметить, что для снижения потерь мощности в процессе работы гидропривода предохранительный клапан КП (см. рис. 4.21.1) настраивают таким образом, чтобы давление его открытия несколько превышало давление $p_{h\max}$.

При решении поставленной задачи пренебрежем всеми видами потерь энергии в гидроприводе за исключением потерь энергии, связанных с потерями давления рабочей жидкости при ее протекании через рабочие окна дросселирующего гидрораспределителя, и будем считать, что избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке равно нулю.

Для гидропривода с недифференциальным гидродвигателем и четырехщелевым дросселирующим гидрораспределителем, имеющим одинаковые форму и размеры напорного и сливного рабочих окон, расход Q_d рабочей жидкости, поступающей от источника питания к гидродвигателю, при принятых выше допущениях может быть определен следующим образом:

$$Q_d = G_m A_{p,o} / A_{p,o(m)} \operatorname{sign} x \sqrt{(p_h - p_d \operatorname{sign} x)/2}, \quad (4.21.2)$$

где G_m – коэффициент проводимости рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя при $A_{p,o} = A_{p,o(m)}$, $G_m = \mu A_{p,o(m)} \sqrt{2/\rho}$; μ – коэффициент расхода рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя; ρ – плотность рабочей жидкости; $A_{p,o}$, $A_{p,o(m)}$ – соответственно текущее и максимальное значения площади проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя; x – координата золотника дросселирующего гидрораспределителя относительно его нейтрального положения; p_d – перепад давлений в полостях гидродвигателя ($-p_{h\max} \leq p_d \leq p_{h\max}$).

Согласно уравнению неразрывности, в рассматриваемом случае

$$Q_h = Q_d \operatorname{sign} x. \quad (4.21.3)$$

При переходе к безразмерным переменным:

$$\bar{Q}_h = Q_h / (G_m \sqrt{p_{h\max}}); \quad \bar{p}_h = p_h / p_{h\max}; \quad \bar{Q}_d = Q_d / (G_m \sqrt{p_{h\max}});$$

$$\bar{A}_{p,o} = A_{p,o} / A_{p,o(m)}; \quad \bar{p}_d = p_d / p_{h\max},$$

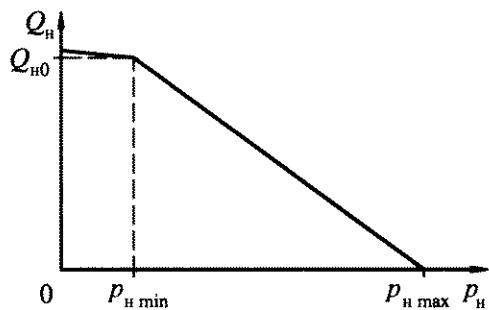


Рис. 4.21.2. График зависимости подачи Q_h авторегулируемого насоса от давления p_h рабочей жидкости в его напорном канале

уравнения (4.21.1), (4.21.2) и (4.21.3) принимают соответственно вид:

$$\bar{Q}_h = \bar{k}_{Qp} (1 - \bar{p}_h) \quad \text{при} \quad \bar{p}_{h\min} \leq \bar{p}_h \leq 1; \quad (4.21.4)$$

$$\bar{Q}_d = \bar{A}_{p,o} \operatorname{sign} x \sqrt{(\bar{p}_h - \bar{p}_d \operatorname{sign} x) / 2}; \quad (4.21.5)$$

$$\bar{Q}_h = \bar{Q}_d \operatorname{sign} x, \quad (4.21.6)$$

где $\bar{k}_{Qp} = k_{Qp} \sqrt{p_{h\max} / G_m}$; $\bar{p}_{h\min} = p_{h\min} / p_{h\max}$.

Решая уравнения (4.21.4)–(4.21.6) совместно, получаем следующее выражение регулировочной характеристики рассматриваемого гидропривода, устанавливающее связь между безразмерным расходом \bar{Q}_d рабочей жидкости, поступающей от авторегулируемого насоса к гидродвигателю, и безразмерной площадью $\bar{A}_{p,o}$ проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидроспределителя:

$$\bar{Q}_d = \left[\sqrt{1 + 8(\bar{k}_{Qp} / \bar{A}_{p,o})^2 (1 - \bar{p}_d \operatorname{sign} x)} - 1 \right] \bar{A}_{p,o} \operatorname{sign} x / (4\bar{k}_{Qp}). \quad (4.21.7)$$

Зависимость $\bar{Q}_d = \bar{Q}_d(\bar{A}_{p,o})$, как следует из выражения (4.21.7), при конечных значениях коэффициента \bar{k}_{Qp} является нелинейной.

Поскольку частная производная $\partial(\bar{Q}_d \operatorname{sign} x) / \partial \bar{k}_{Qp}$ в соответствии с выражением (4.21.7) равна

$$\frac{\partial(\bar{Q}_d \operatorname{sign} x)}{\partial \bar{k}_{Qp}} = \frac{\left[\sqrt{1 + 8(\bar{k}_{Qp} / \bar{A}_{p,o})^2 (1 - \bar{p}_d \operatorname{sign} x)} - 1 \right] \bar{A}_{p,o}^2}{\bar{k}_{Qp}^2 \sqrt{1 + 8(\bar{k}_{Qp} / \bar{A}_{p,o})^2 (1 - \bar{p}_d \operatorname{sign} x)}}$$

и, очевидно, является положительной величиной [исключая случай $\bar{p}_d \operatorname{sign} x = 1$, когда $d(\bar{Q}_d \operatorname{sign} x) / d\bar{k}_{Qp} = 0$], то с уменьшением значения коэффициента \bar{k}_{Qp} при прочих равных условиях значение безразмерного расхода \bar{Q}_d также уменьшается.

Это легко объяснимо: чем меньше величина коэффициента \bar{k}_{Qp} (при неизменных величинах $p_{n \max}$ и G_m), тем меньше значение давления p_n в напорном канале авторегулируемого насоса, которому соответствует некоторое фиксированное значение его подачи Q_{n*} (меньшее Q_{n0}), а это значит, что меньше и перепад давлений, который при фиксированном перепаде давлений p_d в полостях гидродвигателя (давлении нагрузки) может быть реализован на каждом из рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя. В связи с этим для прохождения жидкости через рабочие окна гидрораспределителя при расходе $Q_n = Q_{n*}$ требуется большее значение площади их проходного сечения.

Уменьшение давления p_n при уменьшении значения коэффициента k_{Qp} тем ощущимее, чем большее значение подачи Q_{n*} насоса, при котором производится сравнение.

При $\bar{k}_{Qp} \rightarrow \infty$ на основании выражения (4.21.7) имеем

$$\bar{Q}_d = \bar{A}_{p,o} \operatorname{sign} x \sqrt{(1 - \bar{p}_d \operatorname{sign} x) / 2}. \quad (4.21.8)$$

Полученное соотношение совпадает с соответствующим выражением для гидропривода, подобного исследуемому, но с дроссельным управлением и с источником питания, работающим в режиме постоянного давления. Это естественно, так как при $\bar{k}_{Qp} \rightarrow \infty$: $\bar{p}_{n \min} \rightarrow \bar{p}_{n \max}$, вследствие чего рассматриваемый гидропривод при работе входящего в его состав авторегулируемого насоса на регуляторном участке характеристики обладает такой же зависимостью $\bar{Q}_d = \bar{Q}_d(\bar{A}_{p,o})$, как и дроссельный гидропривод с источником питания постоянного давления.

В соответствии с вышеизложенным, можно сделать вывод о том, что во всех случаях, кроме $\bar{k}_{Qp} \rightarrow \infty$, по виду своей регулировочной характеристики гидропривод с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению, в большей (при малых значениях коэффициента \bar{k}_{Qp}) или меньшей степени (при больших значениях коэффициента \bar{k}_{Qp}) уступает гидроприводу с таким же гидрораспределителем и источником питания постоянного давления. Очевидно, что это связано с изменением давления в напорном канале исследуемого гидропривода при изменении площади проходного сечения рабочих окон входящего в его состав дросселирующего гидрораспределителя.

Для частного случая при $\bar{p}_d = 0$ выражение (4.21.7) приобретает вид

$$\bar{Q}_d = \left[\sqrt{1 + 8(\bar{k}_{Qp} / \bar{A}_{p,o})^2} - 1 \right] \bar{A}_{p,o} \operatorname{sign} x / (4\bar{k}_{Qp}). \quad (4.21.9)$$

В качестве примера на рис. 4.21.3 представлены графики зависимости $\bar{Q}_d = \bar{Q}_d(\bar{A}_{p,o})$, построенные с использованием выражения (4.21.9) при различных значениях безразмерного коэффициента \bar{k}_{Qp} для случая $\operatorname{sign} x = 1$.

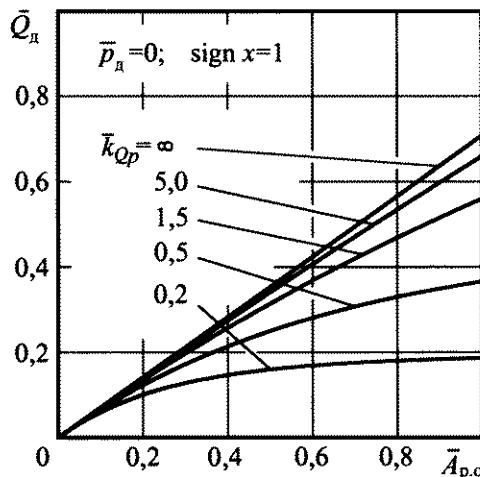


Рис. 4.21.3. Графики регулировочных характеристик гидропривода с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению

В пределах принятых допущений КПД η исследуемого гидропривода составляет

$$\eta = \begin{cases} p_d Q_d / (p_n Q_n) & \text{при } p_d Q_d \geq 0; \\ 0 & \text{при } p_d Q_d \leq 0. \end{cases} \quad (4.21.10)$$

С учетом зависимостей (4.21.3), (4.21.4), (4.21.6) и (4.21.7) на основании формулы (4.21.10) для случая $p_d Q_d \geq 0$ получаем

$$\eta = |\bar{p}_d| \sqrt{\left\{ 1 - \left[\sqrt{1 + 8(\bar{k}_{Qp} / \bar{A}_{p,o})^2 (1 - |\bar{p}_d|)} - 1 \right] \bar{A}_{p,o}^2 / (4\bar{k}_{Qp}^2) \right\}}. \quad (4.21.11)$$

Для гидропривода с дроссельным управлением и источником питания, работающим при постоянном давлении $p_n = p_{n\max}$ (т.е. при $\bar{p}_n = 1$), при подаче используемого в нем насоса, равной $Q_n = G_m \sqrt{p_{n\max}}$ (что соответствует $\bar{Q}_n = 1$), с учетом выражений (4.21.10) и (4.21.8) для случая встречной нагрузки на выходном звене гидродвигателя имеем

$$\eta = |\bar{p}_d| \bar{A}_{po} \sqrt{(1 - |\bar{p}_d|) / 2}. \quad (4.21.12)$$

На основании выражений (4.21.11) и (4.21.12) нетрудно убедиться, что КПД обоих сравниваемых вариантов исполнения гидроприводов при прочих равных условиях увеличивается с увеличением безразмерной площади $\bar{A}_{p,o}$ проходного сечения рабочего окна дросселирующего распределителя.

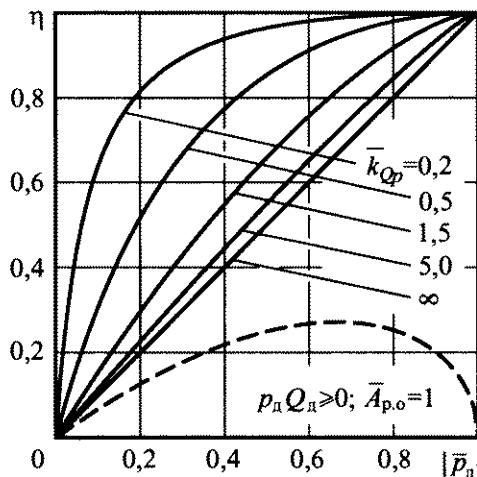


Рис. 4.21.4. Графики зависимости КПД η гидропривода с дроссельным управлением (штриховая линия) и гидропривода с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению (сплошные линии), от значения безразмерного перепада давлений \bar{p}_d в полостях гидродвигателя

Выполнив исследование зависимости $\eta = \eta |\bar{p}_d|$ в соответствии с выражением (4.21.12) на экстремум, находим, что гидропривод с дроссельным управлением и источником питания, работающим в режиме постоянного давления, имеет максимальное значение КПД η_{\max} при $|\bar{p}_d| = 2/3$. Тогда для данного гидропривода

$$\eta_{\max} = 2/3 \bar{A}_{p,o} \sqrt{(1 - 2/3)/2} = 0,272 \bar{A}_{p,o},$$

а при $A_{p,o} = \bar{A}_{p,o(m)}$ (т.е. при $\bar{A}_{p,o} = 1$) $\eta_{\max} = 0,272$.

Анализ выражения (4.21.11) показывает, что КПД гидропривода с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, оснащенным регулятором мощности, при прочих равных условиях увеличивается с увеличением модуля безразмерного перепада давлений \bar{p}_d в полостях гидродвигателя (давления нагрузки) и с уменьшением коэффициента \bar{k}_{Qp} . При $\bar{k}_{Qp} \rightarrow \infty$ выражение (4.21.11) существенно упрощается и принимает вид

$$\eta = |\bar{p}_d|. \quad (4.21.13)$$

Из вышеизложенного следует, что с позиций более рационального использования механической энергии гидропривод с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению, обладает существенными преимуществами перед гидроприводом с таким же гидрораспределителем и источником питания постоянного давления с нерегулируемым насосом.

В качестве примера, иллюстрирующего последнее положение, на рис. 4.21.4 представлены графики зависимости $\eta = \eta |\bar{p}_d|$, построенные с использованием выражений

(4.21.11) и (4.21.12) для случая $p_d Q_d \geq 0$ и $\bar{A}_{p,o} = 1$ (для гидропривода с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению, графики построены для ряда значений безразмерного коэффициента \bar{k}_{Qp}).

Гидропривод с дросселирующим гидрораспределителем и насосом, регулируемым по давлению (оснащенным регулятором давления или регулятором мощности), зарекомендовал себя в эксплуатации как высокоеconomичный быстродействующий привод систем управления, что обуславливает его широкое применение во многих областях техники.

4.22. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

Механическая энергия, теряемая в процессе функционирования гидропривода (вследствие совершения работы против сил трения), преобразуется в тепловую энергию, которая в общем случае частично идет на нагрев компонентов гидропривода и частично рассеивается в окружающую среду.

Дифференциальное уравнение баланса указанных энергий, устанавливающее, в конечном итоге, связь между текущим значением средней температуры компонентов гидропривода и временем, может быть представлено следующим образом:

$$N_{\text{пот}} dt = \sum_{i=1}^{n_m} m_i c_i d\Theta + kA(\Theta - \Theta_{o,c}) dt, \quad (4.22.1)$$

где $N_{\text{пот}}$ – текущее значение потерь механической мощности в гидроприводе; t – время; m_i , c_i – соответственно масса и удельная теплоемкость i -го материала (рабочей жидкости, стали, бронзы и т.д.), имеющегося в составе гидропривода ($i = 1, 2, \dots, n_m$); n_m – количество материалов, имеющихся в составе гидропривода; Θ – текущее значение средней температуры компонентов гидропривода; k – средний коэффициент теплопередачи

гидропривода, $k = 1/A \sum_{j=1}^{n_{ct}} k_j A_j$; A – суммарная площадь теплоотдающих поверхностей

элементов гидропривода, $A = \sum_{j=1}^{n_{ct}} A_j$; k_j , A_j – соответственно коэффициент теплопередачи

чи от рабочей жидкости через j -ю стенку в окружающую среду и площадь теплоотдающей поверхности j -й стенки элементов гидропривода ($j = 1, 2, \dots, n_{ct}$); n_{ct} – количество стенок элементов гидропривода, через которые происходит рассеивание тепловой энергии в окружающую среду; $\Theta_{o,c}$ – температура окружающей среды.

Более удобной для практического использования является запись уравнения (4.22.1) в виде:

$$\tau d\Theta/dt + \Theta = \Theta_{o,c} + N_{\text{пот}}/(kA), \quad (4.22.2)$$

где τ – тепловая постоянная времени гидропривода,

$$\tau = 1/(kA) \sum_{i=1}^{n_m} m_i c_i .$$

Для случая, когда в процессе работы гидропривода параметры $\Theta_{o.c}$, $N_{\text{пот}}$, τ , A и k являются постоянными величинами или их можно рассматривать как таковые (в силу малости изменения), в результате решения уравнения (4.22.2) получаем:

$$\Theta = \Theta_{o.c} + (\Theta_n - \Theta_{o.c}) \exp(-t/\tau) + N_{\text{пот}}[1 - \exp(-t/\tau)]/(kA), \quad (4.22.3)$$

или

$$\Theta = \Theta_k - (\Theta_n - \Theta_k) \exp(-t/\tau), \quad (4.22.4)$$

где Θ_n , Θ_k – соответственно начальное при $t = 0$ и конечное при $t \rightarrow \infty$ значение средней температуры Θ компонентов гидропривода,

$$\Theta_k = \Theta_{o.c} + N_{\text{пот}}/(kA). \quad (4.22.5)$$

Очевидно, что выражения (4.22.3) и (4.22.4) (отличающиеся только формой записи) применимы для расчета характера изменения средней температуры компонентов гидропривода в функции времени для случаев как нагрева, так и охлаждения гидропривода.

Нетрудно также заметить, что при рассмотрении температуры Θ_k в качестве входной величины, а текущего значения средней температуры Θ компонентов гидропривода в качестве выходной величины гидропривод в соответствии с уравнением (4.22.2) представляет собой динамическую систему в виде апериодического звена с постоянной времени t .

В конечном итоге, целью исследования теплового режима работы гидропривода является ответ на вопрос: не превышает ли максимальное значение Θ_{\max} средней температуры Θ компонентов гидропривода в типовых условиях его эксплуатации некоторое предельно допустимое значение $\Theta_{\text{доп}}$, а если превышает, то какими должны быть параметры теплообменного аппарата (охладителя рабочей жидкости) или гидробака для обеспечения желаемого температурного режима работы.

Разумеется, в случае продолжительного режима работы гидропривода

$$\Theta_{\max} \approx \Theta_k.$$

При повторно-кратковременном и кратковременном режимах работы гидропривода определение значения Θ_{\max} предполагает расчет характера изменения средней температуры компонентов гидропривода на достаточно продолжительном интервале времени, охватывающем несколько повторяющихся циклов работы гидропривода.

Сложность аналитического исследования теплового режима работы гидропривода состоит в том, что средний коэффициент теплопередачи k гидропривода является переменной величиной и изменяется в функции текущего значения средней температуры Θ компонентов гидропривода. Конечно, в первом приближении при проведении исследования можно считать коэффициент k постоянным и не определять его с учетом особенностей

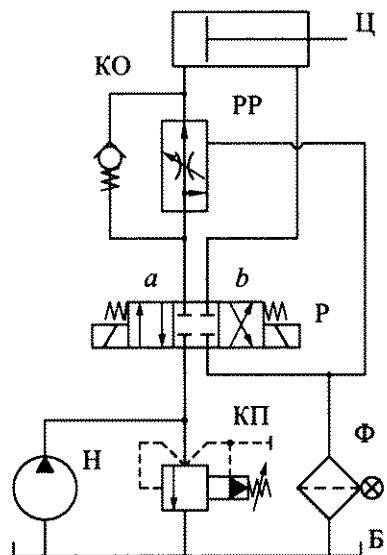


Рис. 4.22.1. Гидравлическая принципиальная схема к задаче исследования теплового режима работы гидропривода

ностей конструкции и работы конкретного гидропривода, а воспользоваться имеющимися в технической литературе [6, 8, 12] данными о среднестатистических значениях этого коэффициента для существующих гидроприводов, однако при выполнении уточненных расчетов необходимо вычисление коэффициента теплопередачи.

С учетом зависимости среднего коэффициента теплопередачи k гидропривода от текущего значения средней температуры Θ его компонентов может быть рекомендована следующая методика расчета значения Θ_{\max} .

В первом приближении принимают, что максимальное значение Θ_{\max} средней температуры Θ компонентов гидропривода в типовых условиях его эксплуатации равняется предельно допустимому значению $\Theta_{\text{доп}}$ указанной температуры, т.е. $\Theta_{\max} = \Theta_{\text{доп}}$. Далее рассчитывают тепловую мощность $N_{\text{тепл}}$, отдаваемую гидроприводом в окружающую среду при условии, что $\Theta = \Theta_{\text{доп}}$. Затем полученное значение $N_{\text{тепл}}$ сопоставляют с потерями механической мощности $N_{\text{пот}}$ в гидроприводе на рассматриваемом режиме его работы.

Очевидно, если выполняется условие $N_{\text{тепл}} \geq N_{\text{пот}}$, то в процессе работы гидропривода средняя температура Θ его компонентов не будет превышать $\Theta_{\text{доп}}$ и, таким образом, тепловой режим работы гидропривода можно считать удовлетворительным. Если же $N_{\text{тепл}} < N_{\text{пот}}$, то в процессе эксплуатации гидропривода средняя температура Θ его компонентов может подниматься сверх значения $\Theta_{\text{доп}}$.

Для исключения этого явления необходимо внесение в конструкцию гидропривода соответствующих коррективов, ведущих к увеличению его теплоотдающей способности. Это может быть, например, изменение параметров гидробака или введение в конструкцию гидропривода теплообменного аппарата (охладителя рабочей жидкости). При этом для того чтобы при работе гидропривода средняя температура Θ его компонентов не превышала предельно допустимое значение $\Theta_{\text{доп}}$, проведенные мероприятия должны обеспечивать увеличение тепловой мощности, отводимой от гидропривода при $\Theta = \Theta_{\text{доп}}$, на величину, не меньшую $N_{\text{пот}} - N_{\text{тепл}}$.

Рассмотрим применение данной методики на конкретном примере.

Гидропривод, гидравлическая принципиальная схема которого изображена на рис. 4.22.1, работает в режиме непрерывно следующих один за другим идентичных циклов. Каждый цикл состоит из четырех этапов, а именно: 1) рабочего хода, во время которого происходит выдвижение штока гидроцилиндра Ц; 2) переключения золотника направляющего гидрораспределителя Р из положения "a", соответствующего выдвижению штока гидроцилиндра Ц, в положение "b", соответствующее втягиванию штока гидроцилиндра; 3) обратного хода, во время которого происходит втягивание штока гидроцилиндра Ц; 4) переключения золотника направляющего гидрораспределителя Р из положения "b" в положение "a".

Во время рабочего хода, продолжительность которого составляет $t_p = 6$ с, давление $p_{n,p}$ нерегулируемого насоса Н, приведенные к насосу потери давления $p_{\text{пот},p}$ в гидроприводе (с учетом потерь давления, обусловленных трением в подвижных парах гидроцилиндра Ц) и расход $Q_{u,p}$ рабочей жидкости, поступающей через трехлинейный регулятор расхода РР в поршневую полость гидроцилиндра Ц, соответственно равны: $p_{n,p} = 8$ МПа, $p_{\text{пот},p} = 1,2$ МПа, $Q_{u,p} = 0,64 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Во время обратного хода, продолжительность которого составляет $t_o = 3,6$ с, давление $p_{n,o}$ насоса Н и приведенные к насосу потери давления $p_{\text{пот},o}$ в гидроприводе соответственно равны $p_{n,o} = 2$ МПа, $p_{\text{пот},o} = 1$ МПа, а расход $Q_{u,o}$ рабочей жидкости, поступающей в штоковую полость гидроцилиндра Ц, соответствует подаче Q_n насоса Н.

В периоды имеющих одинаковую продолжительность $t_{\text{пер}} = 0,3$ с переключений золотника гидрораспределителя Р из положения "а" в положение "б" и обратно из положения "б" в положение "а" напорный канал распределителя перекрывается и рабочая жидкость, подаваемая насосом Н, сливается в гидробак Б через предохранительный клапан КП под давлением его настройки $p_{\text{кп}} = 10$ МПа.

Подачу Q_n насоса Н и его полный коэффициент полезного действия (КПД) η_n в диапазоне давлений от 2 до 10 МПа в первом приближении можно считать постоянными и равными соответственно: $Q_n = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $\eta_n = 0,86$.

Гидробак Б имеет форму параллелепипеда с высотой $h_b = 0,6$ м, шириной $b_b = 0,2$ м и длиной $l_b = 1,2$ м и изготовлен из стального листа толщиной $\delta_c = 2$ мм (марка материала листа – углеродистая качественная конструкционная сталь 10 по ГОСТ 1050–88). Снаружи бак покрыт слоем масляной краски толщиной $\delta_k = 0,1$ мм.

Гидробак заполнен рабочей жидкостью до высоты $h_m = 0,48$ м относительно его дна. В качестве рабочей жидкости используется индустриальное масло марки И-30А по ГОСТ 20799–88.

Выход из сливного трубопровода и вход во всасывающий трубопровод расположены в противоположных концах гидробака вдоль его самой длинной стороны.

Компоновка гидропривода такова, что тепловая энергия, выделяющаяся при работе приводящего электродвигателя насоса Н, практически не приводит к нагреву других компонентов гидропривода, а основным источником рассеяния в окружающую среду тепловой энергии, образующейся при функционировании гидропривода в гидравлических устройствах, входящих в его состав, является гидробак.

Гидробак установлен таким образом, что все его наружные поверхности в полной мере можно считать участвующими в процессе теплопередачи между находящейся в баке жидкостью и окружающей средой.

Гидропривод эксплуатируется в помещении, стены которого покрыты известковой штукатуркой, в условиях затрудненной циркуляции воздуха. Предельно допустимое значение $\Theta_{\text{доп}}$ средней температуры Θ компонентов гидропривода при температуре окружающей среды $\Theta_{\text{o.c}} = 20$ °С составляет $\Theta_{\text{доп}} = 60$ °С.

На каждом i -м этапе работы рассматриваемого гидропривода потери $N_{\text{пот},i}$ механической мощности в нем могут быть определены как разность между текущими значениями мощности на валу насоса Н и мощности на выходном звене (в данном случае штоке) гидроцилиндра Ц. При пренебрежении утечками и перетечками рабочей жидкости в гидроцилиндре формула для вычисления $N_{\text{пот},i}$ может быть представлена в следующем виде:

$$N_{\text{пот},i} = p_{n,i} Q_{n,i} / \eta_{n,i} - (p_{\text{пот},i} - p_{\text{пот},i}) Q_{\text{ш},i}, \quad (4.22.6)$$

где $p_{n,i}$, $Q_{n,i}$, $\eta_{n,i}$ – соответственно давление, подача и полный КПД насоса в течение i -го этапа работы гидропривода; $p_{\text{пот},i}$ – приведенные к насосу потери давления в гидроприводе (с учетом потерь давления, обусловленных трением в подвижных парах гидроцилиндра) на i -м этапе работы гидропривода; $Q_{\text{ш},i}$ – расход рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра в течение i -го этапа работы гидропривода.

Принимая во внимание то, что продолжительность $t_{\text{цикл}}$ одного цикла работы рассматриваемого гидропривода

$$t_{\text{цикл}} = t_p + t_o + 2t_{\text{пер}} \quad (4.22.7)$$

составляет всего

$$t_{\text{цикл}} = 6 + 3,6 + 2 \cdot 0,3 = 10,2 \text{ с},$$

а объем V_m рабочей жидкости в гидробаке ($V_m = b_6 l_6 h_m = 0,2 \cdot 1,2 \cdot 0,48 = 0,1152 \text{ м}^3$) и, следовательно, тепловая постоянная времени гидропривода значительны, можно считать, что в пределах цикла работы гидропривода средняя температура его компонентов изменяется несущественно, и в силу этого при проведении теплового расчета гидропривода использовать осредненные за цикл работы гидропривода потери механической мощности $N_{\text{пот.ср}}$, полагая $N_{\text{пот}} = N_{\text{пот.ср}}$.

С учетом выражений (4.22.6) и (4.22.7) и характеристик работы рассматриваемого гидропривода на отдельных этапах его рабочего цикла для данного случая имеем:

$$\begin{aligned} N_{\text{пот.ср}} = & \{ [p_{n,p} Q_n / \eta_n - (p_{n,p} - p_{\text{пот.р}}) Q_{n,p}] t_p + [p_{n,o} Q_n / \eta_n - (p_{n,o} - p_{\text{пот.о}}) Q_n] t_o + \\ & + 2 p_{\text{кл}} Q_n t_{\text{пер}} / \eta_n \} / t_{\text{цикл}}. \end{aligned} \quad (4.22.8)$$

Подставив в выражение (4.22.8) числовые значения, получаем:

$$\begin{aligned} N_{\text{пот.ср}} = & \{ [8 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} / 0,86 - (8 - 1,2) \cdot 10^6 \cdot 0,64 \cdot 10^{-3}] \cdot 6 + \\ & + [2 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} / 0,86 - (2 - 1) \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}] \cdot 3,6 + \\ & + 2 \cdot 10^7 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 / 0,86 \} / 10,2 = 2739 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи $k_{\text{пл.ст}}$ через плоскую многослойную стенку от жидкости к воздуху определяется по формуле [8, 11]

$$k_{\text{пл.ст}} = 1 / \left(\left(1 / \alpha_{\text{ж}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{сл}}} \delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha_{\text{в}} \right) \right), \quad (4.22.9)$$

где $\alpha_{\text{ж}}$, $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно от жидкости к стенке и от стенки к воздуху; δ_i , λ_i – соответственно толщина и коэффициент теплопроводности материала i -го слоя стенки ($i = 1, 2, \dots, n_{\text{сл}}$); $n_{\text{сл}}$ – число слоев стенки.

Следует отметить, что величина R , обратная коэффициенту теплопередачи, называется термическим сопротивлением. В соответствии с формулой (4.22.9) термическое сопротивление плоской стенки $R_{\text{пл.ст}}$ составляет:

$$R_{\text{пл.ст}} = 1 / \alpha_{\text{ж}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{сл}}} \delta_i / \lambda_i + 1 / \alpha_{\text{в}}. \quad (4.22.10)$$

При теплопередаче через тонкую чистую металлическую стенку термическое сопротивление собственно стенки, как правило, мало по сравнению с сопротивлениями теплоотдачи от жидкости к стенке ($1 / \alpha_{\text{ж}}$) и от стенки к воздуху ($1 / \alpha_{\text{в}}$), особенно от стенки к воздуху, поэтому в некоторых случаях с достаточной для практических расчетов степенью точности можно принимать $k_{\text{пл.ст}} \approx \alpha_{\text{в}}$ [6].

Значительное влияние на термическое сопротивление любой стенки оказывает загрязнение ее поверхностей. На наружной поверхности стенок гидробака обычно имеется

слой пыли, приставшей к тонкой масляной пленке, покрывающей эту поверхность. Термическое сопротивление R_b данного слоя в первом приближении можно считать равным: $R_b = 1,12 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Стальные пластины обычно покрыты с обеих сторон слоем ржавчины, который меньше со стороны поверхности, контактирующей с минеральным маслом. Толщина слоя ржавчины может быть различной. Суммарное термическое сопротивление R_{pk} слоев ржавчины с двух сторон пластины может быть приблизительно оценено величиной $R_{pk} = 1,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ [8]. В рассматриваемом случае будем считать, что ржавчина на поверхностях стенок гидробака отсутствует.

В интервале температур от 20 до 100 $^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности стали марки 10 составляет порядка $\lambda_c = 69,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. Коэффициент теплопроводности масляной краски при температуре 20 $^\circ\text{C}$ примерно равен $\lambda_{kp} = 0,465 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ [8]. При проведении последующих вычислений воспользуемся приведенными значениями указанных коэффициентов.

Гидробак заполнен рабочей жидкостью не полностью. В его верхней части имеется воздушная прослойка, затрудняющая теплообмен между жидкостью и крышкой. Поскольку температура жидкости, поверхность которой по отношению к указанной прослойке расположена снизу, выше температуры крышки гидробака, то в воздушной прослойке имеются восходящие и нисходящие потоки, чередующиеся между собой.

Для облегчения расчета такой сложный процесс конвективного теплообмена принято рассматривать как элементарное явление теплопроводности, вводя понятие эквивалентного коэффициента теплопроводности λ_{ekv} текучей среды в прослойке. Применительно к решаемой задаче это означает, что воздушная прослойка над рабочей жидкостью в гидробаке может условно рассматриваться в качестве одного из слоев крышки с коэффициентом теплопроводности λ_{ekv} . Влияние конвекции на теплопроводящие свойства текучей среды в прослойке учитывают посредством безразмерного коэффициента конвекции ϵ_k :

$$\epsilon_k = \lambda_{ekv} / \lambda, \quad (4.22.11)$$

где λ – коэффициент теплопроводности текучей среды.

Так как циркуляция текучей среды обусловлена разностью плотностей нагретых и холодных частиц этой среды, то коэффициент конвекции ϵ_k в свою очередь является функцией произведения критерия подъемной силы (критерия Грасгофа) Gr и критерия физических свойств текучей среды (критерия Прандтля) Pr :

$$Gr = g\beta\Delta\Theta L^3/v^2; \quad (4.22.12)$$

$$Pr = v/a, \quad (4.22.13)$$

где g – ускорение свободного падения; β – коэффициент теплового объемного расширения текучей среды; $\Delta\Theta$ – температурный напор (разность температур); L – характерный линейный размер; v – кинематический коэффициент вязкости текучей среды; a – коэффициент температуропроводности текучей среды, $a = \lambda/(c_p\rho)$; c_p , ρ – соответственно удельная теплоемкость при постоянном давлении и плотность текучей среды.

При вычислении критериев Грасгофа Gr и Прандтля Pr характеристики текучей среды в прослойке определяют при среднем значении ее температуры, принимаемом

равным средней арифметической температуре стенок, между которыми она заключена, а в качестве характерного линейного размера L принимают толщину $\delta_{\text{пр}}$ прослойки.

Найдя соответствующее значение коэффициента конвекции ε_k , далее вычисляют эквивалентный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{экв}}$ прослойки, который и используют при определении ее термического сопротивления:

$$\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_k \lambda. \quad (4.22.14)$$

Теплота через прослойку передается не только путем теплопроводности и конвекции, но и в результате излучения (посредством электромагнитных волн).

Для определения мощности, передаваемой через воздушную прослойку в результате теплового излучения, можно воспользоваться следующей расчетной формулой для случая лучистого теплообмена между двумя серыми (с позиции вида зависимости спектральной плотности потока излучения от длины волны) телами в замкнутом пространстве, когда одно из тел охватывает другое и охваченное тело не имеет вогнутостей поверхности [11]:

$$N_{12} = \varepsilon_n c_0 A_1 [(\Theta_{1K}/100)^4 - (\Theta_{2K}/100)^4], \quad (4.22.15)$$

где N_{12} – мощность, передаваемая охваченным (первым) телом охватывающему (второму) телу в процессе лучистого теплообмена; ε_n – приведенная степень черноты тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена, $\varepsilon_n = 1/[1/\varepsilon_1 + A_1/A_2(1/\varepsilon_2 - 1)]$; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – значения степени черноты соответственно охваченного и охватывающего тел, $\varepsilon_i = c_i/c_0$ ($i = 1, 2$); c_1, c_2, c_0 – коэффициенты излучения соответственно охваченного и охватывающего тел, участвующих в процессе лучистого теплообмена, и абсолютно черного тела; A_1, A_2 – площади поверхностей лучистого теплообмена соответственно охваченного и охватывающего тел; Θ_{1K}, Θ_{2K} – значения температуры соответственно охваченного и охватывающего тел, участвующих в процессе лучистого теплообмена, измеренные по шкале Кельвина, $\Theta_{1K} = 273,16 + \Theta_1$; $\Theta_{2K} = 273,16 + \Theta_2$; Θ_1, Θ_2 – значения температуры тел, участвующих в процессе теплообмена, измеренные по шкале Цельсия.

В простейшем случае лучистого теплообмена между двумя параллельными поверхностями, спектр излучения которых является серым (зависимость спектральной плотности потока излучения от частоты является непрерывной и подобна соответствующей зависимости для абсолютно черного тела при той же температуре), очевидно, $A_1 = A_2 = A$ и выражение для определения приведенной степени черноты ε_n тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена, принимает вид:

$$\varepsilon_n = 1/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1).$$

С учетом вышеизложенного, тепловую мощность $N_{\text{тепл.пр}}$, передаваемую от одной поверхности к другой через прослойку, можно найти с использованием следующего выражения [11]:

$$N_{\text{тепл.пр}} = \lambda_{\text{экв}} / \delta_{\text{пр}} A (\Theta_1 - \Theta_2) + \varepsilon_n c_0 A [(\Theta_{1K}/100)^4 - (\Theta_{2K}/100)^4] \quad (4.22.16)$$

или

$$N_{\text{тепл.пр}} = \lambda_{\text{эфф}} / \delta_{\text{пр}} A (\Theta_1 - \Theta_2), \quad (4.22.17)$$

где A – площадь поверхности теплообмена; $\lambda_{\text{эфф}}$ – эффективный коэффициент теплопроводности прослойки с учетом передачи тепла излучением,

$$\lambda_{\text{эфф}} = \lambda_{\text{кв}} + \varepsilon_n c_0 [(\Theta_{1K}/100)^4 - (\Theta_{2K}/100)^4] \delta_{\text{пп}} / (\Theta_1 - \Theta_2). \quad (4.22.18)$$

В рассматриваемом примере значения температуры стенок гидробака являются подмножеством неизвестных величин, которые могут быть найдены лишь в результате проводимого теплового расчета, имеющего итерационный характер. На основании результатов предварительных расчетов, проведенных для решаемой задачи в первом приближении, примем, что при температуре Θ рабочей жидкости в гидробаке, равной $\Theta_{\text{доп}} = 60^{\circ}\text{C}$, температура крышки гидробака $\Theta_{kp} = 32^{\circ}\text{C}$. Тогда средняя температура $\Theta_{\text{пп,ср}}$ воздушной прослойки над жидкостью в гидробаке, очевидно, составляет:

$$\Theta_{\text{пп,ср}} = (\Theta_{\text{доп}} + \Theta_{kp})/2 = (60 + 32)/2 = 46^{\circ}\text{C}.$$

Произведение критериев Грасгофа Gr и Прандтля Pr (число Релея Ra) имеет вид:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta}{\nu a} \Delta\Theta L^3. \quad (4.22.19)$$

При атмосферном давлении и температуре 46°C для воздуха:

$$g\beta / (\nu a) = 0,8 \cdot 10^8 \text{ 1/(м}^3 \cdot ^\circ\text{C}); \quad \lambda = 0,028 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Поскольку в рассматриваемом случае:

$$L = \delta_{\text{пп}}; \quad \delta_{\text{пп}} = h_b - h_m = (0,6 - 0,48) = 0,12 \text{ м}$$

$$\text{и} \quad \Delta\Theta = \Theta_{\text{доп}} - \Theta_{kp} = (60 - 32) = 28^{\circ}\text{C},$$

то

$$Gr \cdot Pr = 0,8 \cdot 10^8 \cdot 28 \cdot (0,12)^3 = 3,87 \cdot 10^6.$$

При выполнении условия: $10^6 < Pr \cdot Gr < 10^{10}$ коэффициент конвекции ε_k вычисляют по формуле [11]:

$$\varepsilon_k = 0,4 (Pr \cdot Gr)^{0,2}. \quad (4.22.20)$$

В соответствии с формулами (4.22.20) и (4.22.14) получаем:

$$\varepsilon_k = 0,4 \cdot (3,87 \cdot 10^6)^{0,2} = 8,31;$$

$$\lambda_{\text{кв}} = 8,31 \cdot 0,028 = 0,233 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент излучения абсолютно черного тела равен $c_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

В связи с отсутствием информации о значениях степени черноты индустриальных масел в первом приближении примем приведенную степень черноты ε_n рабочей жидкости и внутренней поверхности крышки гидробака, равной $\varepsilon_n = 0,62$.

Воспользовавшись формулой (4.22.18), с учетом того что в данном случае:

$$\Theta_1 \equiv \Theta_{\text{доп}} = 60^{\circ}\text{C}; \quad \Theta_2 \equiv \Theta_{\text{кр}} = 32^{\circ}\text{C};$$

$$\Theta_{1K} = 273,16 + \Theta_{\text{доп}} = 273,16 + 60 = 333,16 \text{ K};$$

$$\Theta_{2K} = 273,16 + \Theta_{\text{кр}} = 273,16 + 32 = 305,16 \text{ K},$$

находим значение эффективного коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{эфф}}$ воздушной прослойки над жидкостью в гидробаке с учетом передачи тепла путем излучения:

$$\lambda_{\text{эфф}} = \{0,233 + 0,62 \cdot 5,67 \cdot [(333,16/100)^4 - (305,16/100)^4] \times \\ \times 0,12 / (60 - 32)\} = 0,783 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

При расчете теплообмена наиболее сложно определить коэффициент теплоотдачи α , характеризующий процесс теплообмена между твердой стенкой и взаимодействующей с нею текучей (жидкой или газообразной) средой. Значение этого коэффициента находят с использованием критерия теплоотдачи (критерия Нуссельта) Nu:

$$Nu = \alpha L / \lambda. \quad (4.22.21)$$

При искусственно созданном движении текучей среды относительно твердой поверхности критерий Нуссельта Nu в свою очередь является функцией критерия Прандтля Pr [см. формулу (4.22.13)] и критерия динамического подобия (числа Рейнольдса) Re:

$$Re = vL/\nu, \quad (4.22.22)$$

где v – средняя скорость движения текучей среды.

При определении среднего значения коэффициента теплоотдачи для случая продольного движения текучей среды вдоль плоской стенки при вычислении критериев подобия Re и Nu используют значения параметров текучей среды при ее температуре $\Theta_{t,c}$ вдали от стенки, а в качестве характерного линейного размера L принимают размер поверхности контакта стенки с текучей средой в направлении движения последней.

С учетом того что в рассматриваемом случае выход из сливного трубопровода и вход во всасывающий трубопровод расположены в противоположных концах гидробака вдоль его самой длинной стороны, средняя скорость движения в жидкости в гидробаке в первом приближении может быть определена следующим образом:

$$v = Q_w/(b_6 h_m) = 0,8 \cdot 10^{-3} / (0,2 \cdot 0,48) = 8,33 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

При температуре $\Theta = \Theta_{\text{доп}} = 60^{\circ}\text{C}$ кинематический коэффициент вязкости ν и коэффициент теплопроводности λ индустриального масла марки И-30А соответственно составляют:

$$\nu = 20,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 0,134 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Примем, что для дна гидробака и двух его боковых стенок, вдоль которых рабочая жидкость перемещается от выхода из сливного трубопровода к входу во всасывающий трубопровод, характерный линейный размер L равен их длине $l_6 = 1,2$ м. Тогда число Рейнольдса $Re_{\text{ди}}$ для рабочей жидкости, взаимодействующей с дном и указанными боковыми стенками, имеет значение:

$$Re_{\text{ди}} = v l_6 / \nu = 8,33 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 / (20,6 \cdot 10^{-6}) = 485,2.$$

Для случая продольного обтекания пластины (плоской стенки) обычно принимают, что переход к турбулентному движению текучей среды в пограничном слое происходит при критическом значении числа Рейнольдса $Re_{\text{кр}}$, равном $Re_{\text{кр}} = 5 \cdot 10^5$. При ламинарном режиме движения текучей среды в пограничном слое ($Re < 5 \cdot 10^5$) для определения критерия Нуссельта Nu при вычислении среднего значения коэффициента теплоотдачи используют следующую зависимость [11]:

$$Nu = 0,66 Re^{0,5} Pr_{t,c}^{0,33} (Pr_{t,c}/Pr_{cr})^{0,25}, \quad (4.22.23)$$

где $Pr_{t,c}$, Pr_{cr} – значения критерия Прандтля Pr для текучей среды (теплоносителя) соответственно при температуре $\Theta_{t,c}$ текучей среды вдали от стенки и температуре Θ_{cr} стенки.

Фигурирующий в формуле (4.22.23) множитель $(Pr_{t,c}/Pr_{cr})^{0,25}$ играет роль поправочного и предназначен для учета влияния на теплоотдачу изменения физических параметров текучей среды с изменением температуры.

На основании результатов расчетов, проведенных в первом приближении, примем, что при температуре Θ рабочей жидкости в гидробаке, равной $\Theta_{\text{доп}} = 60^\circ\text{C}$, температура дна гидробака и двух его длинных боковых стенок в той их части, где они взаимодействуют с жидкостью, равна $\Theta_{\text{ди}} = 34^\circ\text{C}$.

При 60 и 34°C критерий Прандтля Pr для индустриального масла марки И-30А имеет соответственно значения [8] 286 и 879. Подставив указанные значения в формулу (4.22.23) в качестве величин $Pr_{t,c}$ и Pr_{cr} , получаем:

$$Nu_{\text{ди}} = 0,66 \cdot 485,2^{0,5} \cdot 286^{0,33} \cdot (286/879)^{0,25} = 71.$$

Тогда среднее значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ж.ди}}$ от рабочей жидкости к дну и двум длинным боковым стенкам гидробака (по поверхности контакта последних с жидкостью) в соответствии с выражением (4.22.21) составляет:

$$\alpha_{\text{ж.ди}} = Nu_{\text{ди}} \lambda / l_6 = 71 \cdot 0,134 / 1,2 = 7,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Процесс теплообмена между рабочей жидкостью и торцовыми стенками гидробака, ортогональными потоку жидкости, движущейся от выхода из сливного трубопровода к входу во всасывающий трубопровод, в первом приближении можно рассматривать как происходящий при свободной конвекции, т.е. при движении жидкости, обусловленном разностью плотностей ее нагретых и холодных частиц.

При теплоотдаче в условиях свободной конвекции критерий Нуссельта Nu является функцией числа Рэлея $Ra = GrPr$ [см. выражение (4.22.19)]. В формулах, используемых для определения среднего значения коэффициента теплоотдачи в условиях свободной

конвекции, в качестве определяющей температуры принята температура текучей среды, а в качестве характерного размера для вертикальных поверхностей – высота поверхности их контакта с текучей средой.

При температуре 60 °C для индустриального масла марки И-30А [8]:

$$g\beta /(\nu a) = 4 \cdot 10^8 \text{ 1/(m}^3 \cdot \text{°C}).$$

На основании результатов предварительных расчетов примем, что при температуре Θ рабочей жидкости в гидробаке, равной $\Theta_{\text{доп}} = 60$ °C, температура торцевых стенок гидробака в той их части, где они взаимодействуют с жидкостью, равна $\Theta_t = 46$ °C.

Поскольку для торцевых стенок гидробака в рассматриваемом случае

$$L \equiv h_m = 0,48 \text{ м} \quad \text{и} \quad \Delta\Theta = \Theta_{\text{доп}} - \Theta_t = 60 - 46 = 14 \text{ °C},$$

то в соответствии с выражением (4.22.19) имеем:

$$Gr Pr = 4 \cdot 10^8 \cdot 14 \cdot 0,48^3 = 6,19 \cdot 10^8.$$

В случае свободного движения текучей среды вдоль вертикальных поверхностей, при выполнении условия $10^3 < Pr Gr < 10^9$, для определения критерия Нуссельта Nu рекомендуется формула [11]:

$$Nu = 0,76(Gr Pr)^{0,25} (Pr_{t,c} / Pr_{ct})^{0,25}. \quad (4.22.24)$$

Воспользовавшись данной формулой, получаем следующее значение критерия Нуссельта:

$$Nu_t = 0,76 \cdot (6,19 \cdot 10^8)^{0,25} \cdot (286/476)^{0,25} = 105,6.$$

С учетом последнего результата среднее значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж,т}$ от рабочей жидкости к двум торцевым стенкам гидробака (по поверхности контакта последних с жидкостью) в соответствии с выражением (4.22.21) составляет:

$$\alpha_{ж,т} = Nu_t \lambda / h_m = 107,6 \cdot 0,134 / 0,48 = 29,47 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коэффициент теплоотдачи α_b от наружных поверхностей гидробака к воздуху, являющемуся по отношению к гидробаку окружающей средой, складывается из двух составляющих $\alpha_{b,k}$ и $\alpha_{b,l}$:

$$\alpha_b = \alpha_{b,k} + \alpha_{b,l}, \quad (4.22.25)$$

где $\alpha_{b,k}$ учитывает явления конвекции и теплопроводности, а $\alpha_{b,l}$ – явление теплового излучения.

Конвективная составляющая $\alpha_{b,k}$ коэффициента теплоотдачи от стенок гидробака к воздуху определяется, главным образом, условиями обтекания гидробака воздухом. В данном случае положим, что коэффициент $\alpha_{b,k}$ одинаков для всех наружных поверхностей гидробака и равен $\alpha_{b,k} = 10 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C})$, что соответствует затрудненной циркуляции воздуха вокруг теплоотдающих поверхностей [8].

В рассматриваемом примере с позиций лучистого теплообмена гидробак представляет собой охватываемое тело, а стены помещения, в котором эксплуатируется гидропривод, – охватывающее тело.

Согласно экспериментальным данным в интервале температур от 20 до 100 °C коэффициент излучения для известковой штукатурки с шероховатой поверхностью имеет значение порядка 5,18 Вт/(м² · К⁴), а для масляной краски колеблется в пределах от 5,13 до 5,41 Вт/(м² · К⁴) [8] и при проведении последующих расчетов может быть принят равным 5,2 Вт/(м² · К⁴).

Таким образом, при определении мощности, отдаваемой гидробаком в окружающую среду в результате теплового излучения, с использованием формулы (4.22.15) можно считать: $c_1 = 5,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; $c_2 = 5,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

В рассматриваемом случае

$$\Theta_{2K} = 273,16 + \Theta_{o,c} = 273,16 + 20 = 293,16 \text{ K},$$

а температура Θ_{IK} охватываемого тела составляет:

а) для крышки гидробака

$$\Theta_{kpK} = 273,16 + \Theta_{kp} = 273,16 + 32 = 305,16 \text{ K};$$

б) для дна гидробака и части его двух длинных боковых стенок, непосредственно контактирующих одной своей поверхностью с рабочей жидкостью,

$$\Theta_{dkK} = 273,16 + \Theta_{dh} = 273,16 + 34 = 307,16 \text{ K};$$

в) для части двух торцевых стенок гидробака, непосредственно контактирующих одной своей поверхностью с рабочей жидкостью,

$$\Theta_{tk} = 273,16 + \Theta_t = 273,16 + 46 = 319,16 \text{ K}.$$

При выполнении условий $0,9 \leq \Theta_{2K} / \Theta_{IK} \leq 1,1$; $\epsilon_1 \geq 0,8$ и $\epsilon_2 \geq 0,8$, что имеет место при приведенных выше значениях температур Θ_{IK} , Θ_{2K} и коэффициентов c_1 и c_2 , вместо формулы (4.22.15) можно пользоваться производной от нее следующей упрощенной зависимостью, результаты расчетов на основании которой несущественно отличаются от результатов, получаемых с использованием формулы (4.22.15) [8]:

$$N_{12} = 0,04 c_1 c_2 / c_0 A_1 (\Theta_{cpK}/100)^3 \Delta \Theta_K, \quad (4.22.26)$$

где Θ_{cpK} – среднее арифметическое значение измеренных по шкале Кельвина температур тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена,

$$\Theta_{cpK} = (\Theta_{IK} + \Theta_{2K})/2;$$

$\Delta \Theta_K$ – разность температур тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена,

$$\Delta \Theta_K = \Theta_{IK} - \Theta_{2K}.$$

Поскольку, с одной стороны,

$$N_{\text{тепл}} = \alpha_b A_1 (\Theta_1 - \Theta_2), \quad (4.22.27)$$

а, с другой стороны,

$$N_{\text{тепл}} = \alpha_{b,k} A_1 (\Theta_1 - \Theta_2) + N_{12}, \quad (4.22.28)$$

то с учетом выражений (4.22.26) и (4.22.25) и того обстоятельства, что $\Delta\Theta_k = \Theta_1 - \Theta_2$, имеем:

$$\alpha_{b,l} = 0,04 c_1 c_2 / c_0 (\Theta_{cp,k}/100)^3; \quad (4.22.29)$$

$$\alpha_b = \alpha_{b,k} + 0,04 c_1 c_2 / c_0 (\Theta_{cp,k}/100)^3. \quad (4.22.30)$$

Принимая во внимание вышеприведенные данные, на основании формулы (4.22.9) при учете в процессе передачи теплоты как явлений теплопроводности и конвекции, так и излучения получаем следующие значения коэффициентов теплопередачи от рабочей жидкости в гидробаке к окружающему воздуху:

а) через крышку гидробака

$$k_{kp} = 1/(\delta_{np}/\lambda_{\text{эфф}} + \delta_c/\lambda_c + \delta_k/\lambda_k + R_n + 1/\alpha_{b,kp}) = 1/(0,12/0,783 + 0,002/69,3 + 10^{-4}/0,465 + 1,12 \cdot 10^{-4} + 1/15,09) = 4,548 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где

$$\alpha_{b,kp} = \alpha_{b,k} + 0,04 c_1 c_2 / c_0 [(\Theta_{kp,k} + \Theta_{2k})/200]^3 = 10 + 0,04 \cdot 5,2 \cdot 5,18/5,67 \times [(305,16 + 293,16)/200]^3 = 15,09 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

б) через дно гидробака и части его двух длинных боковых стенок, непосредственно контактирующие одной своей поверхностью с рабочей жидкостью (расположенные ниже свободной поверхности жидкости в гидробаке),

$$k_{di} = 1/(1/\alpha_{ж,ди} + \delta_c/\lambda_c + \delta_k/\lambda_k + R_n + 1/\alpha_{b,ди}) = 1/(1/7,93 + 0,002/69,3 + 10^{-4}/0,465 + 1,12 \cdot 10^{-4} + 1/15,14) = 5,194 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где

$$\alpha_{b,ди} = \alpha_{b,k} + 0,04 c_1 c_2 / c_0 [(\Theta_{ди,k} + \Theta_{2k})/200]^3 = \{10 + 0,04 \cdot 5,2 \cdot 5,18/5,67 \times [(307,16 + 293,16)/200]^3\} = 15,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

в) через части двух торцовых стенок гидробака, непосредственно контактирующие одной своей поверхностью с рабочей жидкостью,

$$k_t = 1/(1/\alpha_{ж,t} + \delta_c/\lambda_c + \delta_k/\lambda_k + R_n + 1/\alpha_{b,t}) = 1/(1/29,47 + 0,002/69,3 + 10^{-4}/0,465 + 1,12 \cdot 10^{-4} + 1/15,45) = 10,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где

$$\alpha_{b,t} = \alpha_{b,k} + 0,04 c_1 c_2 / c_0 [(\Theta_{t,k} + \Theta_{2k})/200]^3 = \{10 + 0,04 \cdot 5,2 \cdot 5,18/5,67 \times [(319,16 + 293,16)/200]^3\} = 15,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Примем, что через части боковых и торцовых стенок гидробака, непосредственно не соприкасающиеся с рабочей жидкостью (находящиеся выше свободной поверхности жидкости в гидробаке), передача тепла от последней к окружающему воздуху происхо-

дит при таком же значении коэффициента теплопередачи, что и через крышку гидробака.

В соответствии с вышеизложенным, мощность, рассеиваемая в окружающую среду в результате явлений теплопроводности, конвекции и теплового излучения, составляет:

а) через крышку гидробака и части боковых и торцевых стенок гидробака, непосредственно не соприкасающиеся с рабочей жидкостью (находящиеся выше свободной поверхности жидкости в гидробаке),

$$N_{\text{тепл.кп}} = k_{\text{кп}} A_{\text{кп}} (\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{o.c}}) = 4,548 \cdot 0,576 \cdot (60 - 20) = 104,8 \text{ Вт},$$

где

$$A_{\text{кп}} = l_6 b_6 + 2(h_6 - h_m)(l_6 + b_6) = [1,2 \cdot 0,2 + 2 \cdot (0,6 - 0,48) \cdot (1,2 + 0,2)] = 0,576 \text{ м}^2;$$

б) через дно гидробака и части его двух длинных боковых стенок, непосредственно контактирующие одной своей поверхностью с рабочей жидкостью (расположенные ниже свободной поверхности жидкости в гидробаке),

$$N_{\text{тепл.ди}} = k_{\text{ди}} A_{\text{ди}} (\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{o.c}}) = 5,194 \cdot 1,392 \cdot (60 - 20) = 289,2 \text{ Вт},$$

$$\text{где } A_{\text{ди}} = l_6(b_6 + 2h_m) = 1,2 \cdot (0,2 + 2 \cdot 0,48) = 1,392 \text{ м}^2;$$

в) через части двух торцевых стенок гидробака, непосредственно контактирующие одной своей поверхностью с рабочей жидкостью,

$$N_{\text{тепл.т}} = k_{\text{т}} A_{\text{т}} (\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{o.c}}) = 10,1 \cdot 0,192 \cdot (60 - 20) = 77,6 \text{ Вт},$$

$$\text{где } A_{\text{т}} = 2h_m b_6 = 2 \cdot 0,48 \cdot 0,2 = 0,192 \text{ м}^2.$$

Проверим корректность результатов проведенного теплового расчета.

С этой целью определим соответствующие полученным выше значениям мощности $N_{\text{тепл.кп}}$, $N_{\text{тепл.ди}}$ и $N_{\text{тепл.т}}$ рассеиваемой через различные элементы гидробака (крышку, дно, стенки) в окружающую среду, температуры этих элементов бака со стороны их наружной и внутренней поверхностей.

При определении температуры наружных поверхностей элементов гидробака (далее значения этих температур помечены подстрочным индексом "нар") будем исходить из следующего уравнения [см. выражения (4.22.27), (4.22.30)], описывающего процесс переноса тепла между стенкой, имеющей температуру $\Theta_{\text{ст.нар}}$, и взаимодействующим с ней воздухом, имеющим вдали от стенки температуру $\Theta_{\text{o.c}}$:

$$N_{\text{тепл}} = \{\alpha_{\text{в.к}} + 0,04c_1c_2/c_0 [2,7316 + (\Theta_{\text{ст.нар}} + \Theta_{\text{o.c}})/200]^3\} A_{\text{ст}} (\Theta_{\text{ст.нар}} - \Theta_{\text{o.c}}). \quad (4.22.31)$$

В соответствии с уравнением (4.22.31) имеем:

$$N_{\text{тепл.кп}} = \{\alpha_{\text{в.к}} + 0,04c_1c_2/c_0 [2,7316 + (\Theta_{\text{кп.нар}} + \Theta_{\text{o.c}})/200]^3\} A_{\text{кп}} (\Theta_{\text{кп.нар}} - \Theta_{\text{o.c}}); \quad (4.22.32)$$

$$N_{\text{тепл.ди}} = \{\alpha_{\text{в.к}} + 0,04c_1c_2/c_0 [2,7316 + (\Theta_{\text{ди.нар}} + \Theta_{\text{o.c}})/200]^3\} A_{\text{ди}} (\Theta_{\text{ди.нар}} - \Theta_{\text{o.c}}); \quad (4.22.33)$$

$$N_{\text{тепл.т}} = \{\alpha_{\text{в.к}} + 0,04c_1c_2/c_0 [2,7316 + (\Theta_{\text{т.нар}} + \Theta_{\text{o.c}})/200]^3\} A_{\text{т}} (\Theta_{\text{т.нар}} - \Theta_{\text{o.c}}). \quad (4.22.34)$$

Для определения температуры внутренних поверхностей элементов гидробака (далее значения этих температур помечены подстрочным индексом "вн") воспользуемся следующими уравнениями, описывающими процессы передачи теплоты путем теплопроводности, излучения и конвективного теплообмена (теплоотдачи):

$$N_{\text{тепл.кп}} = \{\lambda_{\text{экв}}/\delta_{\text{пр}}(\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{кр.вн}}) + \varepsilon_{\text{п}}c_0[(2,7316 + \Theta_{\text{доп}}/100)^4 - [(2,7316 + \Theta_{\text{кр.вн}}/100)^4]\}A_{\text{кп}}; \quad (4.22.35)$$

$$N_{\text{тепл.ди}} = \alpha_{\text{ж.ди}}A_{\text{ди}}(\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{ди.вн}}); \quad (4.22.36)$$

$$N_{\text{тепл.т}} = \alpha_{\text{ж.т}} A_{\text{т}} (\Theta_{\text{доп}} - \Theta_{\text{т.вн}}). \quad (4.22.37)$$

В результате решения уравнений (4.22.32)–(4.22.37) относительно соответственно температур $\Theta_{\text{кр.нар}}$, $\Theta_{\text{ди.нар}}$, $\Theta_{\text{т.нар}}$, $\Theta_{\text{кр.вн}}$, $\Theta_{\text{ди.вн}}$ и $\Theta_{\text{т.вн}}$ при ранее установленных значениях прочих величин, фигурирующих в этих уравнениях, получаем:

$$\begin{aligned} \Theta_{\text{кр.нар}} &= 32,06^{\circ}\text{C}; & \Theta_{\text{кр.вн}} &= 32,11^{\circ}\text{C}; \\ \Theta_{\text{ди.нар}} &= 33,73^{\circ}\text{C}; & \Theta_{\text{ди.вн}} &= 33,80^{\circ}\text{C}; \\ \Theta_{\text{т.нар}} &= 46,15^{\circ}\text{C}; & \Theta_{\text{т.вн}} &= 46,28^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Поскольку найденные значения температур наружной и внутренней поверхностей каждого из элементов гидробака отличаются от значения температуры, принятого для данного элемента при расчете мощности, рассеиваемой в окружающую среду ($\Theta_{\text{кр}} = 32^{\circ}\text{C}$; $\Theta_{\text{ди}} = 34^{\circ}\text{C}$; $\Theta_{\text{т}} = 46^{\circ}\text{C}$), не более чем на 0,8 %, то в пределах принятых допущений результаты проведенного выше теплового расчета можно считать корректными.

Тогда полная мощность $N_{\text{тепл}}$, отдаваемая гидробаком в окружающую среду в результате теплообмена, составляет:

$$N_{\text{тепл}} = N_{\text{тепл.кп}} + N_{\text{тепл.ди}} + N_{\text{тепл.т}} = 104,8 + 289,2 + 77,6 = 471,6 \text{ Вт}.$$

Так как $N_{\text{тепл}} = 471,6$ Вт существенно меньше осредненных за цикл работы гидропривода потерь механической мощности $N_{\text{пот.ср}} = 2739$ Вт, то, очевидно, для обеспечения в процессе эксплуатации гидропривода желаемого температурного режима в его конструкцию необходимо ввести маслоохладитель, обеспечивающий увеличение тепловой мощности, отводимой от гидропривода при $\Theta = \Theta_{\text{доп}} = 60^{\circ}\text{C}$, на величину порядка

$$N_{\text{пот.ср}} - N_{\text{тепл}} = 2739 - 471,6 = 2267,4 \text{ Вт}.$$

Маслоохладитель может быть выбран из числа серийно выпускаемых или спроектирован и изготовлен с учетом особенностей компоновки и режимов работы конкретного гидропривода [8, 11].

Следует отметить, что движение рабочей жидкости по каналам маслоохладителя в соответствии с их конфигурацией и размерами, расходом и вязкостью самой жидкости сопровождается потерями давления, т.е. при прочих равных условиях введение маслоохладителя в конструкцию гидропривода приводит к некоторому увеличению потерь механической мощности в процессе работы последнего.

Глава 5

ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЧАСТНЫХ ЗАДАЧ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОПРИВОДОВ

5.1. ВЫБОР РАБОЧЕГО ОБЪЕМА НАСОСА ГИДРОПРИВОДА БУЛЬДОЗЕРА

Конструкция гидропривода рабочего оборудования бульдозеров такова, что при отсутствии управляющего сигнала на подъем или опускание отвала напорная гидролиния насоса через рабочие окна гидрораспределителя либо напорного клапана, работающего в разгрузочном режиме, соединена со сливом, поэтому потребляемая насосом мощность мала. При перемещении золотника гидрораспределителя в позицию, соответствующую втягиванию или выдвижению штоков гидроцилиндров привода рабочего оборудования, насос гидропривода переходит с разгрузочного на рабочий режим, а давление рабочей жидкости в напорной гидролинии насоса и, соответственно, потребляемая насосом мощность изменяются и могут принимать любые значения вплоть до максимальных.

Увеличение врачающего момента на валу насоса является возмущающим воздействием для двигателя бульдозера и, естественно, отражается на режиме его работы. Анализ возможных последствий изменения отбора мощности от двигателя на гидропривод показывает, что наиболее интересен случай включения гидропривода для подъема отвала, чтобы избежать перегрузки двигателя машины, уменьшив силы сопротивления грунта.

Как известно, при работе трактора с механической ступенчатой трансмиссией в агрегате с землеройным оборудованием на оптимальных по производительности передачах, двигатель трактора значительную часть времени работает на корректорном участке характеристики. В связи с этим во время рабочего хода бульдозера включения гидропривода для подъема отвала преимущественно производятся в период торможения двигателя при угловой скорости вращения его вала, меньшей номинального значения. Изменение положения рабочего органа, обусловленное работой гидропривода, как правило, начинается с некоторым отставанием по времени относительно момента включения гидропривода. Поэтому включение гидропривода для уменьшения преодолеваемого бульдозерным агрегатом внешнего сопротивления в течение некоторого промежутка времени сопровождается снижением угловой скорости вращения вала двигателя.

Допустимое снижение угловой скорости ω вращения вала двигателя ограничено условием обеспечения устойчивой работы последнего. Поэтому при выборе рабочего объема насоса гидропривода рабочего оборудования бульдозера с механической ступенчатой трансмиссией в качестве критерия целесообразно принять минимальное значение ω_{min} угловой скорости вращения вала двигателя в переходном процессе, следующем за включением гидропривода для уменьшения внешнего сопротивления, преодолеваемого бульдозерным агрегатом. При использовании ω_{min} в качестве критерия оптимальным следует считать такое значение рабочего объема насоса, которому при прочих

равных условиях соответствует максимальное значение ω_{\min} (Гайдо М.Е. Теория и проектирования гидроприводов (Решение типовых задач). Челябинск: 1999).

Для определения оптимального по указанному выше критерию значения рабочего объема насоса гидропривода рабочего оборудования бульдозера на базе трактора с механической ступенчатой трансмиссией обратимся к уравнению движения бульдозерного агрегата после включения гидропривода для уменьшения силы сопротивления грунта копанию.

Решение данной задачи выполним при следующих основных допущениях: коэффициент буксования бульдозерного агрегата имеет постоянное значение; величина приращения давления насоса гидропривода после его перехода с разгрузочного на рабочий режим во время рассматриваемого переходного процесса не изменяется; изменение глубины резания грунта пропорционально изменению положения поршней в гидроцилиндрах привода отвала бульдозера; приращение массы призмы волочения в процессе ее набора равно массе вырезаемого отвалом грунта. Кроме того, в силу ожидаемой малости пренебрежем упругими деформациями элементов трансмиссии бульдозерного агрегата и изменениями его приведенной массы, обусловленными возможным ростом массы грунта в призме волочения.

С учетом последних положений уравнение движения бульдозерного агрегата для промежутка времени, в течение которого изменения положения отвала относительно остова базовой машины после соответствующего включения гидропривода не происходит, может быть представлено в виде:

$$d^2\psi/dt^2 + 2Bd\psi/dt + D_1\psi = U_1 - U_2q_n \quad \text{при } t_0 \leq t \leq t_0 + \tau, \quad (5.1.1)$$

где $B = a/(2I)$; $D_1 = k_{np}(1 - \delta)\mu\rho_{rp}gLh_0r_k^2/(i_{tp}^2\eta_{tp}I)$; $U_1 = \varepsilon_0 + 2B\omega_0 + D_1\psi_0$; $U_2 = i_{ph}\Delta p/(2\pi\eta_{ph}\eta_{n,rm}I)$; $a = (k_m - 1)M_n/[(1 - k_\omega)\omega_n]$; $I = J_{bp} - \xi + (1 - \delta)r_k^2m/(i_{tp}^2\eta_{tp})$; ψ – угол поворота вала двигателя; t – время; q_n – рабочий объем насоса; τ – время запаздывания с момента включения гидропривода для подъема отвала бульдозера (и, соответственно, перехода насоса гидропривода с разгрузочного на рабочий режим) до момента начала выполнения указанной операции; k_{np} – коэффициент, учитывающий характер изменения массы перемещаемого бульдозерным агрегатом грунта ($k_{np} = 1$ – для случая набора призмы волочения; $k_{np} = 0$ – при постоянном значении массы грунта в призме волочения); δ – коэффициент буксования бульдозерного агрегата; μ – коэффициент пропорциональности, зависящий от коэффициентов внутреннего и внешнего трения разрабатываемого грунта, геометрии бульдозерного отвала, уклона местности; ρ_{rp} – плотность разрабатываемого грунта; g – ускорение свободного падения; L – длина отвала; h – глубина резания грунта; r_k – радиус качения ведущего колеса бульдозерного агрегата; i_{tp}, η_{tp} – соответственно передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии бульдозерного агрегата на рабочей передаче; ω, ε – соответственно угловые скорость и ускорение вращения вала двигателя,

$$\omega = d\psi/dt; \quad (5.1.2)$$

$$\varepsilon = d^2\psi/dt^2; \quad (5.1.3)$$

$i_{\text{пр}}$, $\eta_{\text{пр}}$ – соответственно передаточное число и КПД привода насоса; Δp – приращение давления насоса после его перехода с разгрузочного на рабочий режим, обусловленного перемещением золотника гидрораспределителя в позицию, соответствующую подъему (выглублению) бульдозерного отвала; $\eta_{\text{н.тм}}$ – гидромеханический КПД насоса; ω_h , M_h – соответственно номинальные угловая скорость вращения вала и врачающий момент двигателя; k_m , k_w – соответственно корректорный коэффициент запаса врачающего момента и коэффициент снижения угловой скорости двигателя; ξ – коэффициент пропорциональности, учитывающий влияние неуставновившегося режима работы двигателя на развивающий им врачающий момент; $J_{\text{вр}}$ – приведенный к валу двигателя момент инерции всех вращающихся на рабочей передаче элементов трансмиссии бульдозерного агрегата и вращающихся масс собственно двигателя; m – масса бульдозерного агрегата с учетом присоединенной массы грунта.

Здесь и далее символы с подстрочным индексом 0 относятся к значениям, которые соответствующие переменные имели в момент времени, предшествующий включению гидропривода, а символы с подстрочным индексом τ к значениям, которые переменные имели в момент времени, предшествующий началу обусловленного работой гидропривода подъема (выглубления) отвала.

Не умоляя общности получаемых далее результатов, выберем начало отсчета переменных таким образом, что $t_0 = 0$ и $\psi_0 = 0$. С учетом этого решение уравнений (5.1.1)–(5.1.3) для момента времени $t = \tau$ может быть представлено следующим образом:

$$\begin{aligned}\psi_\tau &= \Theta_1 - \Theta_2 q_h; & \omega_\tau &= (d\psi/dt)_\tau = \sigma_1 - \sigma_2 q_h; \\ \varepsilon_\tau &= (d^2\psi/dt^2)_\tau = \beta_1 - \beta_2 q_h.\end{aligned}$$

Вид выражений для определения значений Θ_1 , Θ_2 , σ_1 , σ_2 , β_1 и β_2 зависит от соотношения значений коэффициентов B и D_1 . Для четырех возможных случаев имеем:

$$1) \text{ при } B^2 > D_1 \quad \Theta_1 = (N_1 e_1 / \lambda_1 - N_2 e_2 / \lambda_2) / (2\lambda_0) + U_1 / D_1;$$

$$\Theta_2 = U_2 [(e_1 / \lambda_1 - e_2 / \lambda_2) / (2\lambda_0) + 1 / D_1];$$

$$\sigma_1 = (N_1 e_1 - N_2 e_2) / (2\lambda_0); \quad \sigma_2 = U_2 (e_1 - e_2) / (2\lambda_0);$$

$$\beta_1 = (N_1 \lambda_1 e_1 - N_2 \lambda_2 e_2) / (2\lambda_0); \quad \beta_2 = U_2 (\lambda_1 e_1 - \lambda_2 e_2) / (2\lambda_0);$$

$$2) \text{ при } B^2 = D_1 \quad \Theta_1 = \{U_1 - [U_1 + (U_1 - B\omega_0)B\tau]e_3\} / B^2;$$

$$\Theta_2 = U_2 [1 - (1 + B\tau)e_3] / B^2;$$

$$\sigma_1 = [\omega_0 + (U_1 - B\omega_0)\tau]e_3; \quad \sigma_2 = U_2 \tau e_3;$$

$$\beta_1 = [(U_1 - B\omega_0)(1 - B\tau) - B\omega_0]e_3; \quad \beta_2 = U_2 (1 - B\tau)e_3;$$

$$3) \text{ при } B^2 < D_1 \quad \Theta_1 = U_1 \{1 + [(D_1 \omega_0 / U_1 - B)f_1 / \lambda_0 - f_2]e_3\} / D_1;$$

$$\Theta_2 = U_2 [1 - (Bf_1 / \lambda_0 + f_2)e_3] / D_1;$$

$$\sigma_1 = [(U_1 - B\omega_0)f_1/\lambda_0 + \omega_0 f_2]e_3; \quad \sigma_2 = U_2 e_3, f_1/\lambda_0;$$

$$\beta_1 = [(2B^2 - D_1)\omega_0 - BU_1]f_1/\lambda_0 + (U_1 - 2B\omega_0)f_2]e_3;$$

$$\beta_2 = U_2(f_2 - Bf_1/\lambda_0)e_3;$$

$$4) \text{ при } D_1 = 0 \quad \Theta_1 = \{U_1\tau - [U_1/(2B) - \omega_0](1 - e_4)\}/(2B);$$

$$\Theta_2 = U_2[\tau - (1 - e_4)/(2B)]/(2B);$$

$$\sigma_1 = U_1/(2B) - [U_1/(2B) - \omega_0]e_4; \quad \sigma_2 = U_2(1 - e_4)/(2B);$$

$$\beta_1 = 2B[U_1/(2B) - \omega_0]e_4; \quad \beta_2 = U_2e_4,$$

где $\lambda_0 = \sqrt{B^2 - D_1}$; $\lambda_1 = \lambda_0 - B$; $\lambda_2 = -\lambda_0 - B$; $N_1 = \lambda_1\omega_0 + U_1$; $N_2 = \lambda_2\omega_0 + U_1$; $e_1 = \exp(\lambda_1 t)$; $e_2 = \exp(\lambda_2 t)$; $e_3 = \exp(-Bt)$; $e_4 = \exp(-2Bt)$; $f_1 = \sin(\lambda_0 t)$; $f_2 = \cos(\lambda_0 t)$.

Для следующего периода, во время которого происходит обусловленное работой гидропривода выглубление отвала, положив, что в момент его начала $t = 0$ и $\psi = 0$, получаем:

$$d^2\psi/dt^2 + 2Bd\psi/dt + (D_1 - Fq_n)\psi - Cq_n\psi^2 = U_3, \quad (5.1.4)$$

где $F = i_{ph}\eta_{n,ob}k_z k_{\text{подв}}KLr_k/(2\pi i_{tp}\eta_{tp}nAI)$; $C = k_{np}(1 - \delta)i_{ph}\eta_{n,ob}k_z k_{\text{подв}}\mu_{tp}gLr_k^2/(4\pi i_{tp}^2\eta_{tp}nAI)$; $U_3 = \varepsilon_t + 2B\omega_t$; $\eta_{n,ob}$ – объемный КПД насоса; k_z – коэффициент, устанавливающий связь между соответствующими перемещениями поршня в гидроцилиндре и режущей кромки отвала бульдозерного агрегата в направлении, нормальном к его опорной поверхности; $k_{\text{подв}}$ – коэффициент, учитывающий влияние подвески бульдозера на обусловленное работой гидропривода изменение положения отвала; K – удельное сопротивление грунта лобовому резанию; n – число гидроцилиндров привода отвала бульдозера; A – эффективная площадь поршня гидроцилиндра привода отвала бульдозера, используемая при выглублении отвала.

Уравнение (5.1.4) в пределах принятых допущений справедливо при условии, что в процессе подъема отвала не происходит его полного выглубления, т.е. выполняется неравенство

$$h_0 + \Delta h \geq 0,$$

где Δh – текущее значение изменения глубины резания грунта, обусловленное работой гидропривода после его включения для выглубления отвала,

$$\Delta h = -i_{ph}\eta_{n,ob}k_z k_{\text{подв}}q_n\psi/(2\pi nA).$$

Последнее неравенство эквивалентно следующему:

$$D_1 \geq 2Cq_n\psi.$$

Согласно анализу соотношения величин Fq_n и D_1 при варьировании их значений в возможных пределах $D_1 \leq 0,3Fq_n$. Поэтому в рассматриваемом случае допустима следующая замена нелинейного члена в уравнении (5.1.4):

$$-Cq_n\psi^2 \approx D_2\psi,$$

где $D_2 = D_1\Delta h/(2h_0)$; Δh – изменение глубины резания грунта за время выглубления отвала.

Осуществив предложенную замену нелинейного члена, получаем

$$d^2\psi/dt^2 + 2Bd\psi/dt - D\psi = U_3, \quad (5.1.5)$$

где $D = Fq_n - (D_1 + D_2)$.

С учетом приведенных выше результатов анализа соотношения коэффициентов уравнения (5.1.4) далее считаем, что $D > 0$.

Если во время переходного процесса, сопровождающего включение гидропривода для выглубления отвала, масса грунта в призме волочения не изменяется ($k_{np} = 0$), то коэффициенты D_1 , C и D_2 равны нулю. При этом уравнения (5.1.4) и (5.1.5) совпадают.

При начальных условиях $\psi = 0$ и $d\psi/dt = \omega_\tau$ в момент времени $t = 0$ решение уравнения (5.1.5) имеет вид:

$$\psi = C_1e_5 + C_2e_6 - U_3/D; \quad (5.1.6)$$

$$\omega = d\psi/dt = C_1(b - B)e_5 - C_2(b + B)e_6; \quad (5.1.7)$$

$$\varepsilon = d^2\psi/dt^2 = C_1(b - B)^2e_5 + C_2(b + B)^2e_6, \quad (5.1.8)$$

где $C_1 = [(b + B)U_3/D + \omega_\tau]/(2b)$; $C_2 = [(b - B)U_3/D - \omega_\tau]/(2b)$; $e_5 = \exp[(b - B)t]$; $e_6 = \exp[-(b + B)t]$; $b = \sqrt{B^2 + D}$.

Отметим, что в интересующем нас случае $C_1 > 0$, $C_2 < 0$.

В момент времени $t = t_m$, которому соответствует минимальное значение ω_{min} угловой скорости вращения вала двигателя бульдозерного агрегата в переходном процессе, следующем за включением гидропривода рабочего оборудования, $\varepsilon = 0$. Исходя из последнего положения, на основании выражения (5.1.8) находим:

$$t_m = \frac{1}{2b} \ln \frac{D\omega_\tau - (b + B)\varepsilon_\tau}{D\omega_\tau + (b - B)\varepsilon_\tau}. \quad (5.1.9)$$

Тогда в соответствии с выражением (5.1.7) минимальное значение ω_{min} угловой скорости вращения вала двигателя в рассматриваемом переходном процессе составляет:

$$\omega_{min} = \frac{D\omega_\tau + (b - B)\varepsilon_\tau}{D} \left[\frac{D\omega_\tau - (b + B)\varepsilon_\tau}{D\omega_\tau + (b - B)\varepsilon_\tau} \right]^{\frac{1}{2}\left(t - \frac{B}{b}\right)}. \quad (5.1.10)$$

Как уже отмечалось, при использовании величины ω_{\min} в качестве критерия оптимальным следует считать такое значение $q_{n,\text{опт}}$, которому при прочих равных условиях соответствует максимальное значение величины ω_{\min} . Следовательно, при $q_n = q_{n,\text{опт}}$ должно выполняться равенство

$$d\omega_{\min}/dq_n = 0.$$

Приравнивая к нулю результат дифференцирования по q_n правой части выражения (5.1.10), получаем следующее уравнение для определения искомого значения $q_{n,\text{опт}}$:

$$\begin{aligned} \omega_t - \sigma_2 D - \beta_2(b - B) + \epsilon_t/(2b) + [D\omega_t + (b - B)\epsilon_t][Bt_m/(2b^2) - 1/D] + \\ + (b - B)\{2b^2[(D_1 + D_2)(\beta_1\sigma_2 - \beta_2\sigma_1) + \beta_1\omega_t - \sigma_2\epsilon_t q_{n,\text{опт}}] - \\ - (D\omega_t - B\epsilon_t)\epsilon_t\}/\{2b^2[D\omega_t - (b + B)\epsilon_t]\} = 0. \end{aligned} \quad (5.1.11)$$

Как показывает анализ результатов расчетов, проведенных с использованием полученных выше соотношений, при фиксированных параметрах бульдозерного агрегата и характеристиках разрабатываемого грунта значение $q_{n,\text{опт}}$, оптимальное по снижению угловой скорости вращения вала двигателя, существенно зависит от приращения Δp давления насоса при включении гидропривода для выглубления отвала, времени запаздывания τ в начале отработки гидроприводом управляющего сигнала и углового ускорения ϵ_0 вращения вала двигателя в момент времени, предшествующий включению гидропривода.

При определении потребного значения рабочего объема насоса гидропривода рабочего оборудования бульдозера расчеты следует вести при наиболее вероятном среднем значении времени запаздывания и значениях модуля отрицательного углового ускорения вращения вала двигателя и приращения давления насоса, превышение которых в типовых условиях эксплуатации бульдозера имеет малую вероятность.

5.2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРОАККУМУЛЯТОРА СИСТЕМЫ АМОРТИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПНЕВМО- КОЛЕСНОГО ПОГРУЗЧИКА

Движение мобильной машины сопровождается ее колебаниями, которые в общем случае отрицательно влияют на работоспособность оператора и долговечность отдельных узлов машины.

Задача снижения уровня колебаний машины в целом решается путем применения подвески соответствующей конструкции, а дополнительного снижения уровня колебаний (в определенном диапазоне частот) на рабочем месте оператора – путем применения системы виброзащиты его сидения.

Однако целый ряд машин, в частности, большинство пневмоколесных фронтальных погрузчиков, выполняется с жесткой подвеской, при этом между колесами машины и ее рамой (остовом) отсутствуют какие-либо дополнительные упругие элементы. В то же время при движении погрузчика его продольно-угловые колебания могут достигать значительной величины в силу расположения центра масс рабочего оборудования с грузом за пределами базы машины.

Не изменяя конструкцию и параметры подвески пневмоколесного погрузчика, уровень его продольно-угловых колебаний на транспортном режиме можно существенно снизить путем введения системы амортизации рабочего оборудования относительно

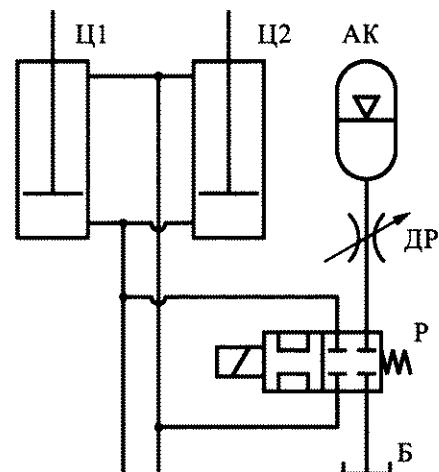
остова машины. Так, на погрузчиках ZL 5001 F, выпускаемых фирмой Zettelmeyer, имеется дополнительный двухпозиционный четырехлинейный гидрораспределитель, посредством которого при необходимости снижения колебаний погрузчика поршневые полости гидроцилиндров привода стрелы сообщаются с жидкостной полостью пневмогидравлического аккумулятора, а штоковые – со сливом (рис. 5.2.1). Подобное техническое решение защищено патентом США № 3872670.

В изобретении по авторскому свидетельству SU № 876890 амортизирующее устройство с гидроаккумулятором дополнено дросселем, проходное сечение которого, а соответственно и коэффициент демпфирования устройства автоматически изменяются с изменением положения рабочего оборудования относительно остова базовой машины.

Достоинством амортизирующих устройств с гидроаккумулятором (см. авторские свидетельства SU №№ 819286, 975927, 1216301, 1242592, 1252299, 1303681, 1460148 и др.) является то, что их работа не сопровождается потреблением энергии от двигателя базовой машины. Однако применение пневмогидравлического аккумулятора на мобильной машине значительно усложняет ее техническое обслуживание из-за необходимости периодической подзарядки аккумулятора газом (азотом) под высоким давлением. Это предполагает наличие соответствующего заправочного оборудования и повышение требований по технике безопасности к обслуживающему персоналу, поскольку пневмогидравлический аккумулятор относится к сосудам, работающим при высоком давлении газа, и представляет собой устройство повышенной опасности.

Очевидно, что уменьшения динамических нагрузок на несущие конструкции и рабочее оборудование погрузчика и тем самым снижения уровня колебаний погрузчика можно добиться путем применения активных виброзащитных систем рабочего оборудования. Эти системы подобны системам автоматического регулирования характеристик подвески транспортного средства, в которых в качестве информационных параметров используются значения давления рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра и перемещение поршня гидроцилиндра (например, авторские свидетельства SU №№ 998147, 1278253, 1308509, патент RU № 2012742). Вместе с тем следует отметить, что поскольку в состав данных систем входят электрогидравлический усилитель мощности и электронный блок управления, то их применение ощутимо усложняет конструкцию базовой мобильной машины. Кроме того, работа этих систем сопровождается постоянным потреблением мощности от двигателя машины.

В качестве компромиссного решения может рассматриваться исполнение амортизирующего устройства рабочего оборудования погрузчика с упругим элементом в виде вспомогательного гидроцилиндра двухстороннего действия. Одна из полостей гидроцилиндра через гидравлический дроссель с подпружиненным запорно-регулирующим



К гидрораспределителю
системы управления
рабочим оборудованием

**Рис. 5.2.1. Принципиальная
схема системы амортизации
рабочего оборудования погрузчика,
построенной на основе
гидроаккумулятора:**

Ц1, Ц2 – гидроцилиндры привода стрелы погрузчика; Р – гидрораспределитель системы амортизации

элементом, снабженным толкателем, соединена с поршневыми полостями гидроцилиндров привода стрелы, а другая – с напорной гидролинией объемного насоса и входным каналом клапана давления, выходной канал которого соединен со сливом. При этом толкатель гидравлического дросселя и регулировочный элемент клапана давления постоянно поджаты к криволинейной рабочей поверхности соответствующего из двух копиров, независимо друг от друга закрепленных на штоке вспомогательного гидроцилиндра с возможностью изменения их установки по отношению к толкателью гидравлического дросселя и регулировочному элементу клапана давления (см. патент RU № 2030657).

Если к величине самопроизвольного опускания рабочего оборудования с грузом в процессе транспортировки не предъявляется жестких требований, то для уменьшения динамических нагрузок на остов и рабочее оборудование (и тем самым для снижения уровня колебаний погрузчика) могут использоваться клапаны, ограничивающие скорость нарастания давления (например, авторские свидетельства SU №№ 509748, 1335946).

Возможны и другие варианты исполнения амортизирующего устройства рабочего оборудования погрузчика. При этом любая система амортизации (вне зависимости от ее конструкции) может быть охарактеризована двумя основными параметрами: коэффициентами жесткости $c_{\text{пп}}$ и демпфирования (вязкого трения) $k_{\text{вт.пп}}$, приведенными к поршню гидроцилиндра привода стрелы. Ограничение списка варьируемых параметров двумя вышеуказанными существенно упрощает решение задачи параметрической оптимизации системы амортизации рабочего оборудования погрузчика и в то же время позволяет получить необходимую исходную информацию для выбора структуры данной системы и параметров ее элементов.

В качестве оценки эффективности рассматриваемой системы амортизации целесообразно использовать безразмерные характеристики $\bar{\sigma}_k(X)$ среднеквадратических значений выброскоростей и выброускорений в октавных и третьоктавных полосах частот в точке остова машины, соответствующей расположению рабочего места оператора:

$$\bar{\sigma}_k = \sigma_{k\phi} / \sigma_{kd},$$

где $\sigma_{k\phi}$ – фактическое значение k -й характеристики вибрации (среднеквадратической выброскорости или среднеквадратического выброускорения) в точке остова погрузчика, соответствующей рабочему месту оператора, в i -й полосе частот в соответствующем направлении (горизонтальном продольном или вертикальном); σ_{kd} – максимально допустимое значение k -й характеристики вибрации на рабочем месте оператора в i -й полосе частот в соответствующем направлении (например, с учетом требований ГОСТ 12.1.012–90); i – порядковый номер полосы частот ($i = 1, 2, \dots, n$); n – общее количество полос частот; k – порядковый номер характеристики вибрации ($k = 1, 2, \dots, m$); m – общее число характеристики вибрации ($m = 4n$); X – вектор варьируемых (управляемых) параметров.

При проектировании гидравлической системы, предназначеннной для снижения уровня продольных колебаний погрузчика, следует минимизировать каждую из величин $\bar{\sigma}_k$, т.е. в рассматриваемом случае задача оптимизации изначально является многокритериальной. В этих условиях предпочтительным является использование в качестве целевой функции минимального критерия вида:

$$F(X) = \min_{X \in X_d} \max_{k \in [1..m]} \bar{\sigma}_k(X),$$

где X_d – допустимая область изменения варьируемых параметров.

Задача оптимизации может быть несколько видоизменена путем вывода части безразмерных характеристик $\bar{\sigma}_j$ ($j = 1, 2, \dots, l$; $l < m$) из выражения целевой функции $F(X)$ и формирования на их основе функциональных ограничений типа $\bar{\sigma}_j < 1$.

При решении задачи проектирования системы, обеспечивающей снижение уровня продольных колебаний пневмоколесного погрузчика путем амортизации его рабочего оборудования, некоторые из ограничений типа $\bar{\sigma}_j < 1$ могут быть невыполнимы (тем более в комбинации с другими подобными ограничениями) при любом сочетании варьируемых параметров из допустимой области их изменения.

Ограниченнность положительного эффекта от применения на погрузчике системы амортизации его рабочего оборудования обусловлена тем, что помимо гидроцилиндров привода стрелы, которые являются элементами системы амортизации, рабочее оборудование погрузчика связано с остовом базовой машины через жесткую стрелу и гидроцилиндры привода ковша.

Вместе с тем, как показывают исследования, применение на погрузчике системы амортизации его рабочего оборудования позволяет не только снизить в определенных полосах частот уровень продольных колебаний машины, но и значительно уменьшить динамические нагрузки в ее основных силовых узлах, что должно благоприятно скажаться на долговечности погрузчика.

Исходной информацией, необходимой для выбора конструктивных параметров компонентов пассивной системы амортизации рабочего оборудования погрузчика, построенной на основе гидроаккумулятора, являются данные:

а) о потребных значениях коэффициентов жесткости $c_{\text{пр}}$ и демпфирования $k_{\text{вт,пр}}$ амортизирующего устройства, приведенных к поршню гидроцилиндра привода стрелы;

б) о среднеквадратических значениях перемещения σ_z и скорости движения σ_v поршня гидроцилиндра привода стрелы относительно корпуса гидроцилиндра на транспортном режиме работы погрузчика с включенной системой амортизации, имеющей желаемые характеристики;

в) о минимальном $p_{\text{ниж min}}$ и максимальном $p_{\text{ниж max}}$ значениях статического давления в поршневых полостях гидроцилиндров привода стрелы, при которых должна работать система амортизации.

Поскольку высоты неровностей микропрофиля поверхности дорог распределены по нормальному закону, то в первом приближении можно считать, что перемещения Δz и скорости движения v поршня гидроцилиндра привода стрелы относительно корпуса гидроцилиндра на транспортном режиме работы погрузчика также подчиняются нормальному закону распределения. При этом с высокой вероятностью перемещения Δz и скорости движения v поршня гидроцилиндра привода стрелы в рассматриваемом случае находятся соответственно в пределах $\pm \Delta z_{\text{max}}$ и $\pm v_{\text{max}}$, где:

$$\Delta z_{\text{max}} = 3\sigma_z; \quad (5.2.1)$$

$$v_{\text{max}} = 3\sigma_v. \quad (5.2.2)$$

При работе системы амортизации рабочего оборудования погрузчика демпфирование колебаний обеспечивается за счет перетекания жидкости из поршневых полостей гидроцилиндров привода стрелы в жидкостную полость гидроаккумулятора и обратно через дросселирующее устройство.

Для обеспечения потребных характеристик системы амортизации перепад давления Δp_{dp} на дросселирующем устройстве при движении поршня гидроцилиндра привода стрелы с относительной скоростью v должен составлять

$$\Delta p_{dp} = k_{vt,pr} v / A_{psh} \quad (5.2.3)$$

при расходе Q_{dp} рабочей жидкости через дроссель

$$Q_{dp} = n_u A_{psh} v, \quad (5.2.4)$$

где n_u – число гидроцилиндров привода стрелы; A_{psh} – эффективная площадь поршня гидроцилиндра привода стрелы со стороны поршневой полости.

При ламинарном режиме движения жидкости через дросселирующее устройство

$$Q_{dp} = G_l \Delta p_{dp}, \quad (5.2.5)$$

где G_l – коэффициент проводимости дросселирующего устройства.

На основании выражений (5.2.3)–(5.2.5) получаем следующую формулу для определения потребного значения коэффициента проводимости дросселирующего устройства при ламинарном режиме движения через него жидкости:

$$G_l = n_u A_{psh}^2 / k_{vt,pr}. \quad (5.2.6)$$

Выражение для определения коэффициента G_l через геометрические параметры дросселирующего устройства зависит от конструктивного исполнения последнего.

При выполнении дросселирующего устройства в виде канала круглого сечения с внутренним диаметром d_{dp} и длиной L_{dp} в соответствии с формулой Пуазейля имеем:

$$G_l = \pi d_{dp}^4 / (128 \rho v L_{dp}), \quad (5.2.7)$$

где ρ , v – соответственно плотность и кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости.

Для существования устойчивого ламинарного течения жидкости в пределах проектируемого дросселирующего устройства при любом потенциально возможном расходе рабочей жидкости через него должно выполняться условие

$$Re_{dp} \leq Re_{kp,n}, \quad (5.2.8)$$

где Re_{dp} – число Рейнольдса для потока жидкости в дросселирующем устройстве,

$$Re_{dp} = 4 Q_{dp} / (\pi d_{dp} v); \quad (5.2.9)$$

$Re_{kp,h}$ – нижнее критическое значение числа Рейнольдса (для потока жидкости в канале круглого сечения $Re_{kp,h} \approx 2000$).

Тогда на основании выражений (5.2.2), (5.2.4), (5.2.6)–(5.2.9) получаем следующие формулы для определения потребных геометрических параметров рассматриваемого дросселирующего устройства:

$$d_{dp} \geq 12n_u A_{pw}\sigma_v / (\pi Re_{kp,h} v); \quad (5.2.10)$$

$$L_{dp} = \pi d_{dp}^4 k_{vt,pr} / (128n_u \rho v A_{pw}^2). \quad (5.2.11)$$

При турбулентном режиме движения жидкости через дросселирующее устройство

$$Q_{dp} = G_t \sqrt{|\Delta p_{dp}|} \operatorname{sign} \Delta p_{dp}, \quad (5.2.12)$$

где G_t – коэффициент проводимости дросселирующего устройства,

$$G_t = \mu_{dp} A_{dp} \sqrt{2/\rho}; \quad (5.2.13)$$

μ_{dp} , A_{dp} – соответственно коэффициент расхода и площадь характерного проходного сечения дросселирующего устройства.

При изменении перепада давления Δp_{dp} на отрезке $[-\Delta p_{dp \max}, \Delta p_{dp \max}]$ нелинейная зависимость $Q_{dp} = Q_{dp}(\Delta p_{dp})$, описываемая выражением (5.2.12), с помощью метода энергетического баланса может быть линеаризована следующим образом (см. п. 2.5):

$$Q_{dp} = 1,113 G_t \Delta p_{dp} / \sqrt{\Delta p_{dp \max}}. \quad (5.2.14)$$

На основании выражений (5.2.2)–(5.2.4) и (5.2.14) с учетом того, что в рассматриваемом случае значению $\Delta p_{dp} = \Delta p_{dp \max}$ соответствует $v = v_{\max}$, получаем:

$$G_t = 0,8986 n_u \sqrt{3 A_{pw}^3 \sigma_v / k_{vt,pr}}. \quad (5.2.15)$$

При выполнении дросселирующего устройства в виде пакета одинаковых дросселирующих шайб

$$\mu_{dp} = \mu_{sh} / \sqrt{n_{sh}}; \quad (5.2.16)$$

$$A_{dp} = \pi d_{otv}^2 / 4, \quad (5.2.17)$$

где μ_{sh} – коэффициент расхода одной дросселирующей шайбы; n_{sh} – число дросселирующих шайб в пакете; d_{otv} – диаметр отверстия в дросселирующей шайбе.

Согласно выражениям (5.2.13), (5.2.15)–(5.2.17) потребное значение диаметра $d_{\text{отв}}$ отверстия в дросселирующей шайбе составляет

$$d_{\text{отв}} = 1,184 \sqrt{n_u / \mu_{\text{ш}} \sqrt{n_{\text{ш}} \rho A_{\text{шш}}^3 \sigma_v / k_{\text{вт.пр}}}} . \quad (5.2.18)$$

Поскольку подключение жидкостной полости гидроаккумулятора системы амортизации к поршневым полостям гидроцилиндров привода стрелы осуществляется через рабочее окно специального четырехлинейного двухпозиционного гидрораспределителя (см. рис. 5.2.1), то в качестве дросселирующего устройства целесообразно использовать это окно. Площадь проходного сечения данного рабочего окна может регулироваться с помощью винта, ввернутого в торцовую крышку гидрораспределителя и ограничивающего смещение золотника последнего в рабочую позицию из исходного положения, в котором все линии гидрораспределителя перекрыты. В рабочей позиции золотника площадь проходного сечения его рабочего окна, через которое поршневые полости гидроцилиндров привода стрелы соединяются с жидкостной полостью гидроаккумулятора, исходя из выражений (5.2.13) и (5.2.15), должна быть равна:

$$A_{\text{др}} = 1,1006 n_u / \mu_{\text{др}} \sqrt{\rho A_{\text{шш}}^3 \sigma_v / k_{\text{вт.пр}}} . \quad (5.2.19)$$

Площадь проходного сечения рабочего окна гидрораспределителя, через которое штоковые полости гидроцилиндров привода стрелы соединяются с гидробаком, должна выбираться из условия исключения нарушения сплошности рабочей жидкости в штоковых полостях гидроцилиндров привода стрелы в процессе работы системы амортизации. В соответствии с этим требованием потери давления на этом окне при движении через него жидкости с максимально возможным расходом должны быть незначительными.

При изменении статической силы на штоках гидроцилиндров привода стрелы на величины dP_u при включенной системе амортизации происходит изменение на некоторую величину dP_a силы, действующей со стороны упругого элемента на разделительный элемент гидроаккумулятора. При пренебрежении силами трения в подвижных парах гидроцилиндров и гидроаккумулятора данная связь может быть представлена в виде:

$$dP_a = A_a dP_u / (n_u A_{\text{шш}}) , \quad (5.2.20)$$

где A_a – эффективная площадь разделительного элемента гидроаккумулятора.

В результате изменения действующих сил поршень каждого из гидроцилиндров привода стрелы смещается из прежнего установившегося положения относительно корпуса гидроцилиндра на величину dz , а разделительный элемент гидроаккумулятора относительно корпуса последнего – на величину dz_a . Пренебрегая утечками и сжимаемостью рабочей жидкости, а также податливостью стенок каналов, в которых она заключена, исходя из условия неизменности объема жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров привода стрелы, жидкостной полости гидроаккумулятора и соединительных гидролиниях, имеем:

$$dz_a = n_u A_{\text{шш}} dz / A_a . \quad (5.2.21)$$

Поскольку в соответствии с понятием коэффициента жесткости

$$c_{\text{пп}} = dP_u/(n_u dz), \quad (5.2.22)$$

то с учетом зависимостей (5.2.20) и (5.2.21) приходим к следующему выражению для определения потребного значения коэффициента жесткости

$$c_a = dP_a/dz_a \quad (5.2.23)$$

упругого элемента гидроаккумулятора системы амортизации:

$$c_a = (A_a/A_{\text{пп}})^2 c_{\text{пп}}/n_u. \quad (5.2.24)$$

В пружинном гидроаккумуляторе упругим элементом является пружина сжатия (одинарная или составная), коэффициент жесткости которой является практически постоянным. С учетом этого полный ход поршня пружинного гидроаккумулятора и соответственно значение рабочего хода его пружины (дополнительной максимальной деформации пружины в процессе работы системы амортизации) должны быть не менее значения

$$H_a = A_a(p_{\text{пп max}} - p_{\text{пп min}})/c_a + 6n_u\sigma_z A_{\text{пп}}/A_a. \quad (5.2.25)$$

Задавшись отношением χ полного хода H_a поршня гидроаккумулятора к внутреннему диаметру d_a гильзы последнего,

$$\chi = H_a/d_a, \quad (5.2.26)$$

и принимая во внимание, что для поршневого гидроаккумулятора

$$A_a = \pi d_a^2 / 4, \quad (5.2.27)$$

на основании выражений (5.2.24)–(5.2.27) получаем следующую формулу для определения d_a :

$$d_a = \{4n_u A_{\text{пп}}/(\pi\chi) [A_{\text{пп}}(p_{\text{пп max}} - p_{\text{пп min}})/c_{\text{пп}} + 6\sigma_z]\}^{1/3}. \quad (5.2.28)$$

Исходными данными для расчета и выбора размеров пружины гидроаккумулятора, помимо значения ее рабочего хода H_a [см. выражение (5.2.25)], служат:

сила $P_{\text{пп}}$ пружины при предварительной деформации

$$P_{\text{пп1}} = A_a(p_{\text{пп min}} - 3\sigma_z c_{\text{пп}}/A_{\text{пп}}); \quad (5.2.29)$$

сила $P_{\text{пп2}}$ пружины при полной рабочей деформации

$$P_{\text{пп2}} = A_a(p_{\text{пп max}} + 3\sigma_z c_{\text{пп}}/A_{\text{пп}}); \quad (5.2.30)$$

максимальная скорость $v_{a \max}$ перемещения подвижного конца пружины

$$v_{a \max} = 3n_u\sigma_v A_{\text{пп}}/A_a. \quad (5.2.31)$$

В пневмогидравлическом аккумуляторе упругим элементом является газ, заполняющий газовую полость аккумулятора.

С учетом выражения для модуля объемной упругости газа (см. п. 2.2) коэффициент жесткости газовой полости пневмогидравлического аккумулятора равен

$$c_a = dP_a/dz_a = A_a dp_r/dz_a = -A_a^2 dp_r/dV_r = n(p_r + p_{atm}) A_a^2 / V_r, \quad (5.2.32)$$

где p_r , V_r – соответственно избыточное давление и объем газа; p_{atm} – атмосферное давление; n – показатель политропы.

Очевидно, что в данном случае коэффициент c_a является величиной переменной, представляя собой линейную функцию избыточного давления газа.

Приравняв правые части выражений (5.2.24) и (5.2.32), получаем следующее выражение для определения потребного объема газовой полости пневмогидравлического аккумулятора при текущем значении p_r избыточного давления газа:

$$V_r = n_u n(p_r + p_{atm}) A_{\text{вш}}^2 / c_{\text{пр}}. \quad (5.2.33)$$

С тем чтобы в процессе работы системы амортизации фактическое значение ее приведенного коэффициента жесткости не превышало принятное значение $c_{\text{пр}}$, объем газовой полости пневмогидравлического аккумулятора при значении p_r избыточного давления газа в ней, равном $p_{\text{вш max}}$, должен быть не менее некоторой величины $V_{r \min ct}$.

Конструкция гидроаккумулятора должна допускать уменьшение объема его газовой полости до значения

$$V_{r \min} = V_{r \min ct} - 3n_u \sigma_z A_{\text{вш}} \quad (5.2.34)$$

и менее.

При $V_r = V_{r \min}$ избыточное давление $p_{r \max}$ газа в аккумуляторе будет равно

$$p_{r \max} = (p_{\text{вш max}} + p_{atm})(V_{r \min ct}/V_{r \min})^n - p_{atm}. \quad (5.2.35)$$

Подставив в выражение (5.2.33) $V_r = V_{r \min}$ и $p_r = p_{r \max}$, приходим к следующему уравнению относительно величины $V_{r \min ct}$:

$$(V_{r \min ct} - 3n_u \sigma_z A_{\text{вш}})^{n+1} - n_u n(p_{\text{вш max}} + p_{atm}) A_{\text{вш}}^2 (V_{r \min ct})^n / c_{\text{пр}} = 0. \quad (5.2.36)$$

При изотермическом процессе в газе ($n = 1$) решение уравнения (5.2.36) имеет вид:

$$V_{r \min ct} = n_u A_{\text{вш}} \{3\sigma_z + n(p_{\text{вш max}} + p_{atm}) A_{\text{вш}}/(2c_{\text{пр}}) + \{n(p_{\text{вш max}} + p_{atm}) A_{\text{вш}} [3\sigma_z + n(p_{\text{вш max}} + p_{atm}) A_{\text{вш}}/(4c_{\text{пр}})]/c_{\text{пр}}\}^{1/2}\}. \quad (5.2.37)$$

С учетом уравнения политропного процесса максимальный объем газовой полости пневмогидравлического аккумулятора должен быть не менее величины $V_{r \max}$:

$$V_{r \max} = [(p_{\text{вш max}} + p_{atm})/(p_{\text{вш min}} + p_{atm})]^{1/n} V_{r \min ct} + 3n_u \sigma_z A_{\text{вш}}. \quad (5.2.38)$$

Полезный объем $V_{\text{a pol}}$ гидроаккумулятора составляет:

$$V_{\text{a pol}} = V_{r \max} - V_{r \min}. \quad (5.2.39)$$

При выбранной номинальной вместимости $V_{a,n}$ гидроаккумулятора ($V_{a,n} \geq V_{r,\max}$) потребное избыточное давление $p_{r,zap}$ предварительной зарядки его газом может быть определено с использованием выражения:

$$p_{r,zap} = (p_{\text{пш max}} + p_{\text{атм}})(V_{r,\min ct}/V_{a,n})^n - p_{\text{атм}}. \quad (5.2.40)$$

5.3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИНЫ ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПОПУТНОЙ НАГРУЗКИ

При нагружении выходного звена гидродвигателя двустороннего действия насосного гидропривода попутной нагрузкой для обеспечения (без применения каких-либо внешних по отношению к гидроприводу тормозных устройств) соответствия скорости движения этого звена ее величине, определяемой подачей насоса, необходимо создать в нагруженной полости гидродвигателя давление подпора, достаточное для уравновешивания попутной нагрузки, действующей на выходное звено. Здесь и далее нагруженной называется та рабочая полость гидродвигателя, из которой при работе его с попутной нагрузкой на выходном звене происходит вытеснение рабочей жидкости (т.е. которая в указанном случае является сливной), а полость гидродвигателя, в которую на рассматриваемом режиме работы гидропривода поступает рабочая жидкость от насоса, называется напорной.

Проблема предотвращения нарушения сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидродвигателя при эксплуатации гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене может быть успешно решена без применения каких-либо дополнительных устройств (см. п. 3.5) при использовании в приводе, работающем при переменном давлении источника питания, гидроаппарата с гидравлическим управлением от основного потока (например, суммирующего блока (см. рис. 3.5.5, 5.3.1), вводимого в гидропривод для обеспечения включения гидроцилиндра с односторонним штоком по дифференциальной схеме, или гидрораспределителя). При соответствующем выборе параметров возвратной пружины основного запорно-регулирующего элемента (далее называемого золотником) такого гидроаппарата последний в дополнение к своей основной функции может выполнять функцию тормозного клапана и поэтому в дальнейшем именуется многофункциональным.

Рассмотрим решение задачи выбора потребных значений силы $P_{n,p}$ предварительного поджатия и коэффициента жесткости с пружины многофункционального гидроаппарата из условия ограничения скорости движения выходного звена гидродвигателя под действием попутной нагрузки на уровне величины, определяемой подачей насоса гидропривода, при одновременном обеспечении давления в напорной полости гидродвигателя, не меньшего некоторого заданного значения.

Решение задачи выполним для наиболее общего случая использования в гидроприводе дифференциального гидродвигателя, а именно гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 5.3.2).

При построении математической модели работы гидропривода зависимость потерь давления $p_{\text{пот},jk}$ на каждом из участков гидропривода без учета потерь давления на рабочем окне многофункционального гидроаппарата, которое может входить в состав данно-

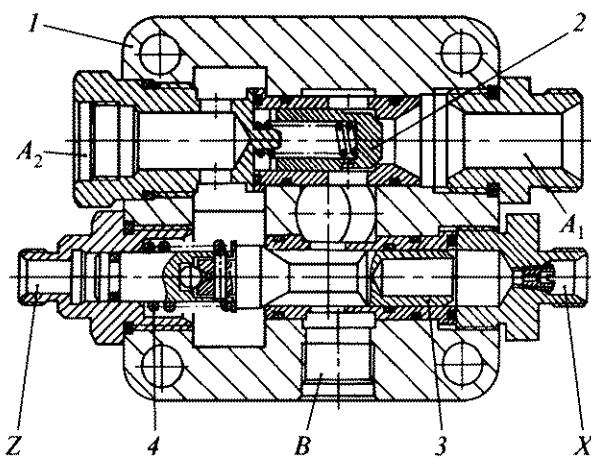


Рис. 5.3.1. Блок клапанов, предназначенный для включения гидроцилиндра с односторонним штоком по дифференциальной схеме (при использовании гидрораспределителя, не обеспечивающего включение гидроцилиндра по указанной схеме):

1 – корпус; 2 – запорный элемент обратного клапана; 3 – золотник; 4 – пружина; A_1 – отверстие для соединения блока клапанов с гидрораспределителем; A_2 – отверстие для соединения блока клапанов с поршневой полостью гидроцилиндра; B – отверстие для соединения блока клапанов со штоковой полостью гидроцилиндра; X – отверстие для соединения торцовой полости управления золотника 3 с поршневой полостью гидроцилиндра; Z – отверстие для соединения второй торцовой полости управления золотника 3 с отверстием A_1 блока

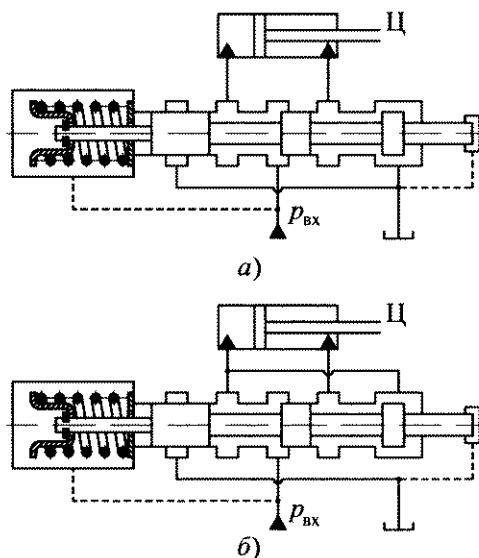


Рис. 5.3.2. Расчетные схемы гидропривода при простом (а) и дифференциальном (б) включении гидроцилиндра

го участка, от расхода Q_{jk} рабочей жидкости на этом участке аппроксимируем выражением (см. п. 2.4):

$$p_{\text{пот},jk} = Y_{jk} Q_{jk} + \Xi_{jk} Q_{jk}^2,$$

где Y_{jk}, Ξ_{jk} – коэффициенты аппроксимации.

Здесь и в дальнейшем подстрочные индексы j,k указывают на принадлежность величин к характеристикам участка гидропривода с границами в j -м и k -м узлах или к характеристикам состояния потока рабочей жидкости на этом участке. Далее вместо индексов j и k употребляются буквы и сочетания букв: сп, нп, б, об, вх, вых, ку, – соответствующие следующим узлам гидропривода: сливная и напорная полости гидроцилиндра; гидробак; место завершения объединения потоков рабочей жидкости, поступающей от насоса и из сливной полости гидроцилиндра при дифференциальном включении последнего; входная полость многофункционального гидроаппарата, с которой соединена одна из торцовых полостей управления его золотника; полость многофункционального гидроаппарата, в которую выходит поток рабочей жидкости из его сливного рабочего окна и с которой соединена промежуточная полость управления золотника; место присоединения к сливной гидролинии второй из торцовых полостей управления золотника многофункционального гидроаппарата (канал управления).

Зависимость потерь давления $p_{\text{пот},i}$ на i -м рабочем окне многофункционального гидроаппарата от расхода Q_i рабочей жидкости через это окно представим следующим образом:

$$p_{\text{пот},i} = [(x_{\max} - x_i)/(x - x_i)]^2 (Q_i/G_{\max,i})^2 \quad \text{при } x > x_i,$$

где x, x_{\max} – соответственно текущее и максимальное значения смещения золотника относительно его исходного положения; x_i – величина перекрытия золотником многофункционального гидроаппарата его i -го рабочего окна; $G_{\max,i}$ – гидравлическая проводимость i -го рабочего окна при максимальном значении площади проходного сечения указанного окна (т.е. при $x = x_{\max}$).

Для определения осевой гидродинамической силы $P_{\text{рд},i}$, действующей на золотник со стороны рабочей жидкости, протекающей через его i -е рабочее окно, воспользуемся выражением (см. п. 2.6):

$$P_{\text{рд},i} = k_{\text{рд},i} Q_i^2 / (x - x_i) \quad \text{при } x > x_i,$$

где $k_{\text{рд},i}$ – коэффициент пропорциональности для i -го рабочего окна.

Использованные ниже в качестве подстрочного индекса i буквы "н" и "с" указывают на принадлежность помеченных ими параметров к характеристикам соответственно напорного и сливного рабочих окон многофункционального гидроаппарата. При этом под напорным подразумевается рабочее окно данного гидроаппарата, через которое рабочая жидкость от насоса поступает в напорную полость гидроцилиндра, а под сливным – рабочее окно, через которое рабочая жидкость вытесняется из сливной полости гидроцилиндра.

Силу трения $F_{\text{тр}}$ в подвижных парах гидроцилиндра представим в виде суммы двух составляющих: постоянной Θ и переменной, равной линейной комбинации скорости движения в выходного звена гидроцилиндра, и избыточных давлений $p_{\text{нп}}$ и $p_{\text{сн}}$ рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра,

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{нп}} p_{\text{нп}} + f_{\text{сн}} p_{\text{сн}} + f_v v + \Theta,$$

где $f_v, f_{\text{нп}}, f_{\text{сн}}$ – коэффициенты пропорциональности.

Для случая нагружения штоков гидроцилиндров внешней попутной силой R уравнения, описывающие работу рассматриваемого гидропривода (см. рис. 5.3.2) на установленном режиме, при пренебрежении утечками и перетечками рабочей жидкости с учетом вышеприведенных соотношений могут быть представлены в следующем виде:

$$p_{\text{cn}} = [R/n + (A_{\text{пп}} - f_{\text{пп}})p_{\text{пп}} - \Theta - f_v v]/(A_{\text{cn}} + f_{\text{cn}}); \quad (5.3.1)$$

$$p_{\text{bx}} = p_{\text{пп}} + [(x_{\text{max}} - x_{\text{h}})/(x - x_{\text{h}})]^2 (Q/G_{\text{max},\text{пп}})^2 + k'_{\text{nc}} (\Upsilon_{\text{bx},\text{пп}} + \Xi_{\text{bx},\text{пп}} Q) Q + k'_{\text{dc}} \{(\Upsilon_{\text{bx},\text{об}} + \Xi_{\text{bx},\text{об}} Q) Q + [\Upsilon_{\text{об},\text{пп}} + \Xi_{\text{об},\text{пп}} (Q + nA_{\text{cn}}v)](Q + nA_{\text{cn}}v)\}; \quad (5.3.2)$$

$$p_{\text{cn}} = [(x_{\text{max}} - x_c)/(x - x_c)]^2 (nA_{\text{cn}}v/G_{\text{max},c})^2 + k'_{\text{nc}} [p_6 + E_6 + (\Upsilon_{\text{cn},6} + \Xi_{\text{cn},6}nA_{\text{cn}}v) \times \\ \times nA_{\text{cn}}v] + k'_{\text{dc}} \{p_{\text{пп}} + [\Upsilon_{\text{об},\text{пп}} + \Xi_{\text{об},\text{пп}} (Q + nA_{\text{cn}}v)](Q + nA_{\text{cn}}v) + (\Upsilon_{\text{cn},\text{об}} + \Xi_{\text{cn},\text{об}} nA_{\text{cn}}v) nA_{\text{cn}}v\}; \quad (5.3.3)$$

$$P_{\text{пп}} = P - cx; \quad (5.3.4)$$

$$v = v_Q \quad \text{при} \quad p_{\text{пп}} > p_{\text{пар}}; \quad (5.3.5)$$

$$p_{\text{пп}} = p_{\text{пар}} \quad \text{при} \quad p_{\text{пп}} < p_{\text{пар}}, \quad (5.3.6)$$

где n – число параллельно соединенных идентичных гидроцилиндров, между которыми поровну распределяется внешняя нагрузка; $A_{\text{пп}}$, A_{cn} – эффективные площади поршня гидроцилиндра со стороны соответственно его напорной и сливной полостей;

$$k'_{\text{dc}} = \begin{cases} 0 & \text{– при простом включении гидроцилиндра;} \\ 1 & \text{– при дифференциальном включении гидроцилиндра} \end{cases}$$

(очевидно, что о дифференциальном включении гидроцилиндра речь может идти лишь в том случае, когда $A_{\text{пп}} > A_{\text{cn}}$); $k'_{\text{nc}} = 1 - k'_{\text{dc}}$; p_{bx} – избыточное давление рабочей жидкости во входной полости многофункционального гидроаппарата; Q – объемная подача насоса гидропривода; P – результирующая сила, действующая со стороны рабочей жидкости в осевом направлении на золотник многофункционального гидроаппарата,

$$P = A_{3,\text{bx}}p_{\text{bx}} - A_{3,\text{ky}}[p_6 + E_6 + k'_{\text{nc}} (\Upsilon_{\text{ky},6} + \Xi_{\text{ky},6} nA_{\text{cn}}v) nA_{\text{cn}}v] - (A_{3,\text{bx}} - A_{3,\text{ky}}) \times \\ \times \{p_{\text{cn}} - [(x_{\text{max}} - x_c)/(x - x_c)]^2 (nA_{\text{cn}}v/G_{\text{max},c})^2 - (\Upsilon_{\text{sp},\text{вых}} + \Xi_{\text{sp},\text{вых}} nA_{\text{cn}}v) \times \\ \times nA_{\text{cn}}v\} - k_{\text{fd},\text{и}} Q^2/(x - x_{\text{h}}) - k_{\text{fd},\text{c}} (nA_{\text{cn}}v)^2/(x - x_c); \quad (5.3.7)$$

$A_{3,\text{bx}}$, $A_{3,\text{ky}}$ – эффективные площади золотника многофункционального гидроаппарата со стороны его торцовых полостей управления, соединенных соответственно с входной полостью гидроаппарата и со сливной гидролинией; p_6 – избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке; E_6 – превышение давлением рабочей жидкости перед ее выходом в гидробак давления жидкости в баке, обусловленное, например, установкой в конце сливной гидролинии обратного клапана; $p_{\text{пар}}$ – упругость насыщенного пара рабочей

жидкости (по избыточной шкале измерения давления) при текущей температуре; v_Q — скорость движения поршня гидроцилиндра, обусловливаемая объемной подачей Q насоса гидропривода,

$$v_Q = Q/[n(A_{\text{нп}} - k'_{\text{дс}} A_{\text{cn}})]. \quad (5.3.8)$$

Для того, чтобы скорость движения поршней гидроцилиндов равнялась v_Q и давление в напорных полостях последних было не менее заданного $p_{\text{нп*}}$ при любых значениях попутной силы на их штоках, не превышающих R , сила предварительного поджатия пружины многофункционального гидроаппарата должна быть не менее величины $P_{\text{н.п.}}$, определяемой по выражению (5.3.4) с учетом выражения (5.3.7) при $v = v_Q$ и $x = x_Q$, где x_Q согласно уравнению (5.3.3) составляет:

$$\begin{aligned} x_Q = x_c + \{ p_{\text{cn}} - k'_{\text{nc}} [p_6 + E_6 + (\Upsilon_{\text{сп.б}} + \Xi_{\text{сп.б}} nA_{\text{cn}} v_Q) nA_{\text{cn}} v_Q] - k'_{\text{дс}} \{ p_{\text{нп*}} + [\Upsilon_{\text{об.нп}} + \\ + \Xi_{\text{об.нп}} (Q + nA_{\text{cn}} v_Q)] (Q + nA_{\text{cn}} v_Q) + (\Upsilon_{\text{сп.б}} + \Xi_{\text{сп.б}} nA_{\text{cn}} v_Q) nA_{\text{cn}} v_Q \} \}^{-1/2} \times \\ \times (x_{\text{max}} - x_c) nA_{\text{cn}} v_Q / G_{\text{max c}}. \end{aligned} \quad (5.3.9)$$

Давление p_{cn} рассчитывается при этом по уравнению (5.3.1) при $v = v_Q$ и $p_{\text{нп}} = p_{\text{нп*}}$, а значение давления $p_{\text{вх}}$ — по уравнению (5.3.2) при $v = v_Q$, $p_{\text{нп}} = p_{\text{нп*}}$ и $x = x_Q$.

При смещении золотника относительно его исходного положения на величину x' , большую значения x_Q , возможно увеличение результирующей силы P , действующей со стороны рабочей жидкости на золотник в направлении открытия им проходных сечений напорного и сливного рабочих окон. Если увеличение P будет больше, чем соответствующий рост силы, действующей на золотник со стороны возвратной пружины, то произойдет дальнейшее увеличение смещения x золотника, сопровождающееся ростом скорости v движения поршня гидроцилиндра и приводимого рабочего оборудования и, в конечном итоге, нарушением сплошности рабочей жидкости в напорной полости гидроцилиндра. С учетом этого необходимо, чтобы при смещении золотника многофункционального гидроаппарата из исходного положения на величину $x_Q < x' \leq x_{\text{max}}$ увеличение результирующей силы, действующей со стороны рабочей жидкости на золотник в направлении открытия им проходных сечений рабочих окон, было меньше соответствующего роста силы, действующей на золотник со стороны возвратной пружины.

При $x' > x_Q$ на основании уравнений (5.3.1)–(5.3.3) получаем следующее выражение для определения скорости $v_{\text{уст}}$ установившегося движения поршней гидроцилиндов под действием попутной нагрузки R :

$$v_{\text{уст}} = \left(\sqrt{K_1^2 + 4K_2 \Pi} - K_1 \right) / 2K_2, \quad (5.3.10)$$

где

$$K_1 = nA_{\text{cn}} [k'_{\text{nc}} \Upsilon_{\text{сп.б}} + k'_{\text{дс}} (\Upsilon_{\text{сп.б}} + \Upsilon_{\text{об.нп}} + 2\Xi_{\text{об.нп}} Q)] + f_v / (A_{\text{cn}} + f_{\text{cn}});$$

$$K_2 = (nA_{\text{cn}})^2 \{ [(x_{\text{max}} - x_c)/(x' - x_c)]^2 / G_{\text{max c}}^2 + k'_{\text{nc}} \Xi_{\text{сп.б}} + k'_{\text{дс}} (\Xi_{\text{сп.б}} + \Xi_{\text{об.нп}}) \};$$

$$\begin{aligned} \Pi = [R/n + (A_{\text{нп}} - f_{\text{нп}}) p_{\text{нп}}' - \Theta] / (A_{\text{cn}} + f_{\text{cn}}) - k'_{\text{nc}} (p_6 + E_6) - k'_{\text{дс}} [p_{\text{нп}}' + (\Upsilon_{\text{об.нп}} + \\ + \Xi_{\text{об.нп}} Q) Q]; \end{aligned}$$

$p_{\text{нп}}'$ — избыточное давление в напорных полостях гидроцилиндров при $x = x' > x_Q$ и $v = v_{\text{уст}} > v_Q$.

При рассмотрении случая, когда $x = x' > x_Q$, давление в напорных полостях гидроцилиндров можно принимать равным упругости насыщенного пара рабочей жидкости при текущей температуре, т.е. можно считать $p_{\text{пп}}' = p_{\text{пар}}$. Значения давлений $p_{\text{сп}}$ и $p_{\text{ах}}$ рассчитываются при этом с использованием уравнений (5.3.1) и (5.3.2) при $v = v_{\text{уст}}$, $p_{\text{пп}} = p_{\text{пп}}'$ и $x = x'$.

Обозначим значения результирующей силы P , действующей со стороны рабочей жидкости на золотник многофункционального гидроаппарата и определенные по выражению (5.3.7) для случаев $x = x_Q$ и $x = x'$, соответственно через F и U . Тогда для обеспечения устойчивой работы, в качестве тормозного клапана при нагружении штоков гидроцилиндров попутной силой, не превышающей величину R , должны выполняться соотношения:

$$P_{\text{пп}} + cx_Q = F; \quad (5.3.11)$$

$$P_{\text{пп}} + cx' > U. \quad (5.3.12)$$

На основании последних соотношений получаем следующие выражения для определения потребных значений коэффициента жесткости c и силы предварительного поджатия $P_{\text{пп}}$ пружины:

$$c > (U - F) / (x' - x_Q) \quad \text{при } U > F; \quad (5.3.13)$$

$$P_{\text{пп}} = F - cx_Q. \quad (5.3.14)$$

При $U \leq F$ для выбора коэффициента жесткости c может быть рекомендована формула

$$c = F / (y_0 + x_Q), \quad (5.3.15)$$

где y_0 – значение предварительной деформации пружины, назначаемое из конструктивных соображений.

Если сила $P_{\text{пп}}$, подсчитанная по выражению (5.3.14), получается отрицательной, то значение данного параметра назначается исходя из какого-либо дополнительного условия (например, из условия надежного возврата золотника под действием пружины в исходное положение). Следует, однако, иметь в виду, что при прочих равных условиях завышение силы предварительного поджатия пружины многофункционального гидроаппарата по сравнению с ее расчетным значением влечет за собой при работе гидропривода с попутной нагрузкой на штоке гидроцилиндра появление дополнительных потерь энергии и, соответственно, потребность в более высоком давлении в напорном канале насоса. Поэтому при получении в результате расчета по выражению (5.3.14) значения $P_{\text{пп}}$ меньшего нуля, целесообразно пойти по пути изменения геометрических характеристик золотниковой пары многофункционального гидроаппарата или гидролиний привода.

Характер этих изменений для каждого конкретного случая устанавливается проектировщиком с учетом результатов расчетов и возможности осуществления тех или иных изменений в конструкции элементов гидропривода.

5.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ САМОВОЗБУЖДЕНИЯ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВИБРАТОРА С МЕХАНИЧЕСКОЙ УПРУГОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Обычно возникающие при работе машин вибрации (т.е. механические колебания упругих тел, составляющих детали и узлы машин, происходящие с большой частотой и

малой амплитудой) являются нежелательным явлением, так как вызывают усталостные явления в деталях машин и приводят к их преждевременному выходу из строя, выступают в качестве одной из основных причин самоотвинчивания крепежных деталей, в ряде случаев ухудшают качественные показатели работы машин. Вибрации на рабочем месте оператора оказывают неблагоприятное воздействие на самочувствие человека и в силу этого влекут за собой снижение производительности его труда. Для устранения вибрации машин, наряду с динамическим уравновешиванием (балансировкой) их вращающихся деталей, применяют виброгасители, амортизаторы и демпферы всевозможных конструкций.

Вместе с тем, благодаря специальному воздействию вибрации на различные свойства твердых, сыпучих и жидких веществ, позволяющему при определенных частоте и амплитуде вибрации интенсифицировать протекание отдельных механических, химических и биологических процессов и качественным образом влиять на их ход, в настоящее время практически во всех основных сферах человеческой деятельности широко применяются вибрационные машины и механизмы [4]. Основным узлом вибрационной машины, определяющим степень ее совершенства, надежность, функциональные возможности, а зачастую и стоимость, является вибратор – устройство для преобразования подводимой энергии в энергию механических колебаний.

По принципу возбуждения колебаний различают механические, электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные вибраторы.

От других типов вибраторов гидравлические выгодно отличаются большой удельной мощностью, пониженным уровнем шума, возможностью регулирования в широком диапазоне амплитуды и частоты создаваемой вибрации. В то же время гидравлическим вибраторам присущи все недостатки, свойственные гидроприводам вообще.

Объемный гидравлический вибратор представляет собой объемный гидропривод, колебательное движение выходного звена которого создается за счет энергии постоянного потока рабочей жидкости (в отличие от гидравлического пульсатора, колебательное движение выходного звена которого создается за счет энергии пульсирующего потока рабочей жидкости). По способу возбуждения колебаний объемные гидравлические вибраторы можно разделить на *пульсаторные, следящие и автоколебательные*.

При работе пульсаторного гидравлического вибратора колебания его выходного звена, выполненного обычно подпружиненным, возбуждаются пульсирующим потоком рабочей жидкости, получаемым преобразованием постоянного потока жидкости с помощью гидрораспределителя, запорно-регулирующий элемент которого совершает соответствующее движение за счет энергии, подводимой его приводом, определяющим (в общем случае в совокупности с системой управления, в состав которой может входить генератор колебаний) частоту создаваемых колебаний.

Отличительной особенностью следящего гидравлического вибратора является наличие отрицательной обратной связи по перемещению между запорно-регулирующим элементом гидрораспределителя и выходным звеном вибратора.

В автоколебательном гидравлическом вибраторе в силу соответствующих исполнения обратной связи по перемещению между запорно-регулирующим элементом гидрораспределителя и выходным звеном вибратора и выбора параметров вибратора, гидравлический исполнительный механизм, работая в автоколебательном режиме, сам выполняет функции генератора колебаний.

Благодаря этому отпадает необходимость в специальном приводе запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя. Основные достоинства автоколебательных гидравлических вибраторов – простота конструкции и, как следствие, низкая стоимость изготовления и относительно высокая надежность.

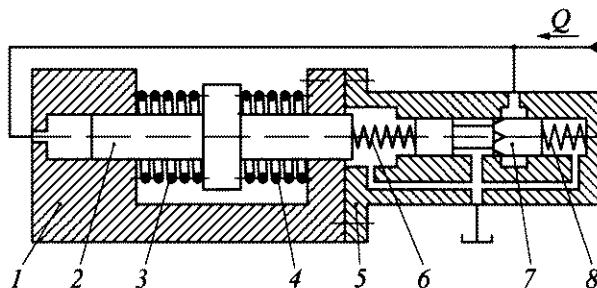


Рис. 5.4.1. Расчетная схема автоколебательного гидравлического вибратора с механической упругой обратной связью:

1 – корпус; 2 – плунжер; 3, 4, 6, 8 – пружины; 5 – корпус гидрораспределителя;
7 – золотник

В процессе эксплуатации вибраторов данного типа достаточно простым является регулирование параметров (частоты и амплитуды) колебаний, особенно частоты, которое осуществляется путем изменения расхода (или давления) подводимой от насосной установки рабочей жидкости. Основными недостатками автоколебательных гидравлических вибраторов являются взаимосвязь параметров вибрации и невозможность ихдельного регулирования, а также зависимость параметров вибрации от нагрузки на выходном звене вибратора.

По виду обратной связи по перемещению между запорно-регулирующим элементом гидрораспределителя и выходным звеном автоколебательные гидравлические вибраторы могут быть разделены на две группы: вибраторы с *механической обратной связью* и вибраторы с *гидравлической обратной связью*. Каждый из видов обратной связи в свою очередь допускает ряд исполнений. Так, существуют вибраторы с механической обратной связью с зазором, с механической обратной связью с упругим звеном и с жесткой механической обратной связью [4].

В качестве примера на рис. 5.4.1 представлена расчетная схема автоколебательного гидравлического вибратора с механической упругой обратной связью (Брагинская Н.В. Условия самовозбуждения автоколебательного гидравлического вибровозбудителя // Строительные и дорожные машины. 1972. № 10).

Вибратор состоит из корпуса 1, образующего в совокупности с плунжером 2 плунжерный гидроцилиндр, пружин 3 и 4, установленных между соответствующими поверхностями плунжера 2 и корпуса 1 таким образом, что их результатирующая сила препятствует осевому смещению плунжера 2 из исходного равновесного положения относительно корпуса 1 в любом из двух возможных направлений, и двухлинейного гидрораспределителя, в расточке корпуса 5 которого между пружинами 6 и 8 установлен золотник 7. При этом корпус 5 гидрораспределителя жестко соединен с корпусом 1, обеспечивая соосное расположения плунжера 2 и золотника 7. Пружина 6 своим вторым концом упирается в торец плунжера 2 со стороны, противоположной рабочей полости плунжерного гидроцилиндра, а пружина 8 – в корпус 5. Пружина 8 предназначена для обеспечения соответствующего исходного положения золотника 7 относительно корпуса 5 и, таким образом, является вспомогательным элементом конструкции.

Рабочая полость плунжерного гидроцилиндра соединена гидролинией с входным каналом вибратора (являющимся одновременно и входным каналом гидрораспределителя), к которому подводится рабочая жидкость от насосной установки. Полости со сто-

роны обоих торцов золотника 7 соединены с выходным каналом гидрораспределителя, который в свою очередь соединен с гидробаком. Выходным звеном вибратора является плунжер 2.

При исходном положении золотника 7, которое он занимает относительно корпуса 5 под действием пружин 6 и 8, гидравлическая проводимость рабочего окна, через которое входной и выходной каналы гидрораспределителя вибратора сообщаются между собой, невелика. Поэтому при включении насосной установки, от которой осуществляется питание вибратора, основная часть потока рабочей жидкости из входного канала вибратора поступает в рабочую полость плунженрного гидроцилиндра, вследствие чего плунжер 2 смещается в направлении золотника 7, преодолевая возрастающую при этом результирующую силу пружин 3 и 4, и через пружину 6 сдвигает золотник в направлении увеличения площади проходного сечения рабочего окна между входным и выходным каналами распределителя.

В результате этого гидравлическая проводимость рабочего окна гидрораспределителя и расход рабочей жидкости через него увеличиваются, а давление во входном канале вибратора и, соответственно, в соединенной с ним рабочей полости плунженрного гидроцилиндра уменьшается, плунжер 2 тормозится. Затем под действием результирующей сил пружин 3 и 4 плунжер 2 начинает двигаться в обратном направлении, вытесняя жидкость из рабочей полости гидроцилиндра. При этом деформация пружины 6 и сила ее воздействия на золотник 7 уменьшаются; в итоге золотник также изменяет направление своего движения, прикрывая проходное сечение рабочего окна между входным и выходным каналами гидрораспределителя.

Это влечет за собой увеличение давления во входном канале вибратора и силы давления жидкости на плунжер 2 со стороны рабочей полости плунженрного гидроцилиндра, а следовательно, вновь торможение плунжера. Далее (при работающей насосной установке) цикл колебаний плунжера повторяется. Однако для того чтобы колебания плунжера, возникнув при включении насосной установки, через некоторый промежуток времени не затухли, параметры вибратора должны отвечать определенным требованиям. Выясним эти требования.

При проведении исследования пренебрежем:

1) сжимаемостью рабочей жидкости и податливостью стенок каналов, в которых она заключена;

2) всеми видами потерь энергии в рассматриваемом вибраторе за исключением потерь энергии рабочей жидкости при ее протекании через рабочее окно гидрораспределителя;

3) переменностью силы, действующей на золотник 7 со стороны пружины 8 (ввиду малости коэффициента жесткости данной пружины);

4) осевой гидродинамической силой, действующей на золотник со стороны рабочей жидкости, протекающей через рабочее окно гидрораспределителя;

5) изменениями масс, приведенных к плунжеру 2 и золотнику 7.

Кроме того, для сокращения математических записей будем считать, что избыточное давление рабочей жидкости в гидробаке равно нулю.

При принятых допущениях уравнения движения плунжера 2 и золотника 7 вибратора (см. рис. 5.4.1) и уравнение неразрывности рабочей жидкости в его входном канале могут быть представлены в следующем виде:

$$m_z d^2z/dt^2 + (c_z + c_x)z - c_x x = Ap; \quad (5.4.1)$$

$$m_x d^2x/dt^2 + c_x x - c_z z = 0; \quad (5.4.2)$$

$$Q = Adz/dt + G\sqrt{p}, \quad (5.4.3)$$

где m_z – приведенная к плунжеру 2 масса всех движущихся вместе с ним элементов (включая рабочую жидкость); z – текущая координата плунжера 2, отсчитываемая от положения его равновесия при выключенном вибраторе (при отсутствии подвода к вибратору рабочей жидкости под давлением от насосной установки); t – время; c_z – приведенный коэффициент жесткости пружин 3 и 4; c_x – коэффициент жесткости пружины 6; x – текущая координата золотника 7, отсчитываемая от положения его равновесия при выключенном вибраторе; A – эффективная площадь плунжера 2 со стороны рабочей полости плунжерного гидроцилиндра; p – избыточное давление рабочей жидкости во входном канале вибратора; m_x – приведенная к золотнику 7 масса всех движущихся вместе с ним элементов (включая рабочую жидкость); Q – объемный расход рабочей жидкости, поступающей во входной канал вибратора от насосной установки; G – текущее значение коэффициента гидравлической проводимости рабочего окна гидрораспределителя вибратора.

В соответствии с уравнением (5.4.3) имеем

$$p = [(Q - Adz/dt)/G]^2. \quad (5.4.4)$$

Линеаризуем последнее выражение, учитывая то обстоятельство, что значение коэффициента G гидравлической проводимости рабочего окна гидрораспределителя является функцией текущей координаты x золотника 7 вибратора [$G = G(x)$], в силу чего в конечном итоге

$$p = p(x, dz/dt).$$

Линеаризацию проведем в окрестностях точки пространства переменных, соответствующей равновесию плунжера 2 и золотника 7 вибратора при подводе к вибратору рабочей жидкости от насосной установки (то есть при установившемся движении рабочей жидкости через рабочее окно гидрораспределителя вибратора с объемным расходом Q). Пометим значения всех переменных, соответствующие указанному установившемуся режиму работы вибратора, подстрочным индексом «0». Очевидно, что $(d^2z/dt^2)_0 = 0$; $(dz/dt)_0 = 0$; $(d^2x/dt^2)_0 = 0$.

Воспользовавшись разложением функции $p = p(x, dz/dt)$ в ряд Тейлора и пренебрегая ввиду ожидаемой малости членами разложения, содержащими изменения (приращения) скорости движения dz/dt плунжера 2 и координаты x золотника 7 вибратора относительно соответственно их значений $(dz/dt)_0$ и x_0 в степени, большей единицы, получаем:

$$\Delta p = -2Q^2 G'_x(x_0)/G_0^3 \Delta x - 2AQ/G_0^2 d\Delta z/dt, \quad (5.4.5)$$

где $\Delta p = p - p_0$; $p_0 = (Q/G_0)^2$; $G_0 = G(x_0)$; $G'_x(x_0) = \partial G(x)/\partial x|_{x=x_0}$; $\Delta x = x - x_0$; $\Delta z = z - z_0$.

При записи выражения (5.4.5) учтено то обстоятельство, что для рассматриваемого случая

$$\Delta(dz/dt) = dz/dt - (dz/dt)_0 = dz/dt = d\Delta z/dt.$$

Для случая работы вибратора на установившемся режиме уравнения (5.4.1) и (5.4.2) принимают соответственно вид:

$$(c_z + c_x)z_0 - c_x x_0 = Ap_0; \quad (5.4.6)$$

$$c_x x_0 - c_x z_0 = 0. \quad (5.4.7)$$

Вычтем из уравнения (5.4.1) уравнение (5.4.6), а из уравнения (5.4.2) уравнение (5.4.7). В результате этого получаем следующие уравнения относительно приращений переменных Δz , Δx и Δp :

$$m_z d^2 \Delta z / dt^2 + (c_z + c_x) \Delta z - c_x \Delta x = A \Delta p; \quad (5.4.8)$$

$$m_x d^2 \Delta x / dt^2 + c_x \Delta x - c_x \Delta z = 0. \quad (5.4.9)$$

Решая совместно уравнения (5.4.5), (5.4.8) и (5.4.9), после исключения переменных Δz и Δp приходим к линейному однородному дифференциальному уравнению четвертого порядка относительно переменной Δx :

$$m_z m_x / c_x d^4 \Delta x / dt^4 + m_x f / c_x d^3 \Delta x / dt^3 + (m_z + m_x c / c_x) d^2 \Delta x / dt^2 + f d \Delta x / dt + (c + r) \Delta x = 0, \quad (5.4.10)$$

где

$$f = 2A^2 Q / G_0^2; \quad c = c_z + c_x; \quad r = 2A Q^2 G'_x(x_0) / G_0^3 - c_x. \quad (5.4.11)$$

Известно, что для асимптотической устойчивости решения линейного дифференциального уравнения n -го порядка с постоянными коэффициентами необходимо и достаточно, чтобы вещественные части корней его характеристического уравнения были отрицательными. В соответствии с этим, для суждения об устойчивости решения дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами следует знать характер расположения корней соответствующего характеристического уравнения на комплексной плоскости.

Характер расположения корней характеристического уравнения на указанной плоскости можно определить, не решая самого уравнения, с помощью матрицы Гурвица, составляемой определенным образом из коэффициентов данного уравнения, при условии, что все они представляют собой действительные числа и коэффициент при переменной в старшей степени больше нуля. Для того чтобы вещественные части всех корней характеристического уравнения, коэффициенты которого удовлетворяют сформулированному выше требованию, были отрицательными, в соответствии с критерием Гурвица необходимо и достаточно, чтобы все главные диагональные миноры составленной для данного уравнения матрицы Гурвица были положительными.

Матрица Гурвица строится следующим образом: по ее главной диагонали сверху вниз располагаются последовательно коэффициенты характеристического уравнения, начиная с коэффициента при переменной в степени, меньшей порядка уравнения на единицу; в пределах каждой строки матрицы вправо от диагонального элемента последовательно располагаются коэффициенты уравнения при переменной в более высоких степенях, а влево — коэффициенты уравнения при переменной в более низких степенях; при заполнении матрицы коэффициенты для несуществующих членов уравнения принимаются равными нулю (Математические основы теории автоматического регулирования / Под ред. Б.К. Чемоданова. М.: 1971).

Для характеристического уравнения, соответствующего дифференциальному уравнению (5.4.10), матрица Гурвица имеет вид:

$$\begin{bmatrix} m_x f / c_x & m_z m_x / c_x & 0 & 0 \\ f & m_z + m_x c / c_x & m_x f / c_x & m_z m_x / c_x \\ 0 & c + r & f & m_z + m_x c / c_x \\ 0 & 0 & 0 & c + r \end{bmatrix}.$$

Главные диагональные миноры M_i ($i = 1, \dots, 4$) данной матрицы равны:

$$M_1 = m_x f / c_x; \quad (5.4.12)$$

$$M_2 = \begin{vmatrix} m_x f / c_x & m_z m_x / c_x \\ f & m_z + m_x c / c_x \end{vmatrix} = (m_x / c_x)^2 c f; \quad (5.4.13)$$

$$M_3 = \begin{vmatrix} m_x f / c_x & m_z m_x / c_x & 0 \\ f & m_z + m_x c / c_x & m_x f / c_x \\ 0 & c + r & f \end{vmatrix} = -(m_x f / c_x)^2 r. \quad (5.4.14)$$

$$M_4 = (c + r) M_3 = [c_z + 2A Q^2 G'_x(x_0) / G_0^3] M_3. \quad (5.4.15)$$

Для того чтобы рассматриваемый вибратор работал в автоколебательном режиме, решение дифференциального уравнения (5.4.10) должно быть неустойчивым, т.е. в соответствии с вышеизложенным хотя бы один из миноров M_1, \dots, M_4 должен быть отрицательным.

Согласно выражениям (5.4.12) и (5.4.13) миноры M_1 и M_2 – положительные величины. Минор M_3 (5.4.14) принимает отрицательное значение лишь в том случае, когда величина r является положительной, что с учетом выражения (5.4.11) равносильно выполнению неравенства:

$$2A Q^2 G'_x(x_0) / G_0^3 > c_x. \quad (5.4.16)$$

Нетрудно заметить, что если минор M_3 является положительным, то минор M_4 [см. выражение (5.4.15)] также является положительным. Таким образом, в пределах принятых допущений требования, которым должны удовлетворять параметры рассматриваемого вибратора с тем, чтобы он соответствовал своему функциональному назначению (т.е. работал в автоколебательном режиме), представлены одним неравенством (5.4.16).

5.5. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ, СОЗДАВАЕМОЙ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ВИБРАТОРОМ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ С ЗАЗОРОМ

На рис. 5.5.1 представлена расчетная схема автоколебательного гидравлического вибратора с механической обратной связью с зазором. Данный вибратор состоит из вертикально расположенного в пространстве плунжерного гидроцилиндра, выходным звеном которого (и вибратора в целом) является его корпус 1, и двухлинейного распределителя, образованного плунжером 2 гидроцилиндра и шариковым запорно-регулирующим элементом 3. В плунжере 2, расположенном снизу и жестко соединенном с основанием вибратора, выполнено осевое отверстие, постоянно соединенное с гидробаком, которое со стороны рабочей полости гидроцилиндра в исходном состоянии вибратора перекрыто телом шарикового запорно-регулирующего элемента 3.

Шариковый запорно-регулирующий элемент 3 снабжен поперечиной, края которой выходят за пределы поперечного сечения плунжера 2. Сверху корпус 1 взаимодействует с основанием вибратора через предварительно поджатую пружину 4. Для подвода рабочей

жидкости от насосной установки в рабочую полость плунжерного гидроцилиндра в плунжере 2 выполнено входное отверстие.

При подаче рабочей жидкости от насосной установки в рабочую полость плунжерного гидроцилиндра рассматриваемого вибратора давление в ней повышается. После того как сила давления жидкости на корпус 1 превысит сумму сил: веса корпуса 1 и соединенных с ним объектов, поджатия пружины 4 и контактного трения в подвижных парах между корпусом 1 и плунжером 2, – корпус 1 перемещается вверх относительно основания вибратора.

При движении вверх корпус 1, сместившись на определенную величину относительно плунжера 2 (выбрав зазор в цепи механической обратной связи), вступает в контакт с поперечиной шарикового запорно-регулирующего элемента 3 и через эту поперечину вовлекает последний в движение. В результате запорно-регулирующий элемент 3 отходит от плунжера 2 и через осевое отверстие в плунжере рабочая полость гидроцилиндра сообщается с гидробаком. При этом давление в рабочей полости гидроцилиндра уменьшается, вследствие чего корпус 1 тормозится. Переместившись по инерции на некоторое расстояние вверх, корпус 1 далее под действием пружины 4, собственного веса и веса соединенных с ним объектов начинает двигаться вниз. Запорно-регулирующий элемент 3 под действием своего веса также получает возможность двигаться вниз (но при этом он не может обогнать корпус 1, так как этому препятствует соединенная с ним поперечина).

Когда запорно-регулирующий элемент 3 возвращается в исходное положение и перекрывает осевое отверстие в штоке 2 гидроцилиндра, связь рабочей полости гидроцилиндра с гидробаком прерывается и давление в полости снова постепенно увеличивается. В итоге корпус 1 тормозится и, переместившись по инерции еще на некоторое расстояние вниз, под действием силы давления жидкости начинает двигаться вверх. Далее (при работающей насосной установке) цикл колебаний корпуса и взаимосвязанных с ним объектов повторяется.

Определим в первом приближении параметры (амплитуду и частоту) вибрации, создаваемой рассматриваемым вибратором (т.е. амплитуду и частоту колебаний корпуса 1, являющегося выходным звеном вибратора). При решении данной задачи примем следующие основные допущения:

- 1) потери энергии при работе вибратора отсутствуют;
- 2) после включения вибратора (после начала подачи в полость гидроцилиндра вибратора рабочей жидкости от насосной установки) к моменту времени, когда корпус 1 гидроцилиндра при движении вверх вступает в контакт с поперечиной шарикового запорно-регулирующего элемента 3, скорость движения корпуса 1 определяется объемным расходом рабочей жидкости, поступающей к вибратору от насосной установки;
- 3) с момента вступления корпуса 1 при его движении вверх в контакт с поперечиной запорно-регулирующего элемента 3 до момента перекрытия элементом 3 осевого отверстия в плунжере 2 при движении корпуса 1 вниз запорно-регулирующий элемент перемещается вместе с корпусом;

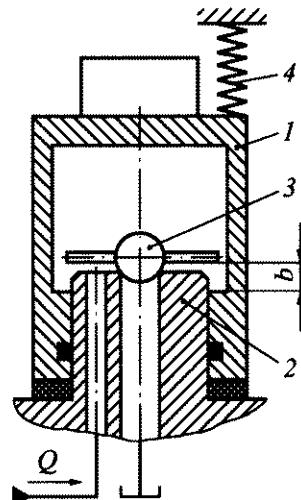


Рис. 5.5.1. Расчетная схема автоколебательного гидравлического вибратора с механической обратной связью с зазором:

1 – корпус (выходное звено вибратора); 2 – плунжер;
3 – шариковый запорно-регулирующий элемент;
4 – пружина

4) при отсутствии контакта запорно-регулирующего элемента 3 с плунжером 2 (вне зависимости от текущего значения площади проходного сечения рабочего окна между запорно-регулирующим элементом 3 и плунжером 2, через которое рабочая полость гидроцилиндра сообщается с гидробаком) избыточное давление в рабочей полости гидроцилиндра вибратора равно нулю;

5) приведенная к корпусу 1 гидроцилиндра вибратора масса всех движущихся вместе с ним элементов является постоянной величиной;

6) в процессе колебаний корпуса 1 его взаимодействие с жесткими упорами отсутствует;

7) объемный расход рабочей жидкости, поступающей к вибратору от насосной установки, при работе вибратора не изменяется.

Уравнение движения корпуса 1 гидроцилиндра вибратора в пределах оговоренных выше допущений в общем случае выглядит следующим образом:

$$md^2z/dt^2 + cz = Ap - P_{n,n} - cb - mg, \quad (5.5.1)$$

где m – приведенная к корпусу 1 гидроцилиндра вибратора масса всех движущихся вместе с ним элементов; z – текущая координата корпуса 1 гидроцилиндра вибратора, отсчитываемая вверх от положения корпуса, при котором он контактирует с поперечиной шарикового запорно-регулирующего элемента 3, а последний в то же время находится в контакте с плунжером 2 гидроцилиндра и перекрывает выполненное в плунжере осевое отверстие; t – время; c – коэффициент жесткости пружины 4; A – эффективная площадь корпуса 1 со стороны рабочей полости гидроцилиндра; p – избыточное давление рабочей жидкости в рабочей полости гидроцилиндра; $P_{n,n}$ – сила предварительного поджатия пружины 4; b – перемещение корпуса 1 в системе координат, связанной с основанием вибратора, из его исходного крайнего нижнего положения до положения, в котором корпус вступает в контакт с поперечиной шарикового запорно-регулирующего элемента 3; g – ускорение свободного падения.

Очевидно, что период колебаний корпуса 1 гидроцилиндра вибратора можно представить состоящим из двух этапов в зависимости от того, сообщается рабочая полость гидроцилиндра с гидробаком или они разобщены посредством запорно-регулирующего элемента 3.

На первом этапе, соответствующем случаю сообщения рабочей полости гидроцилиндра вибратора с гидробаком, согласно одному из принятых выше допущений $p = 0$, и уравнение движения корпуса 1 принимает вид:

$$md^2z/dt^2 + cz = -P_{n,n} - cb - mg. \quad (5.5.2)$$

В результате интегрирования уравнения (5.5.2) получаем:

$$z = -R/c + C_1 \cos \omega_1 t + C_2 \sin \omega_1 t, \quad (5.5.3)$$

где $R = P_{n,n} + cb + mg$; $\omega_1 = \sqrt{c/m}$; C_1, C_2 – постоянные интегрирования.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определим исходя из начальных условий. Примем за начало отсчета времени момент, когда корпус 1 при его движении вверх после включения вибратора вступает в контакт с поперечиной шарикового запорно-регулирующего элемента 3. Тогда при $t = 0$:

$$z = 0 \quad \text{и} \quad dz/dt = v_Q,$$

где v_Q – скорость движения корпуса I гидроцилиндра вибратора, определяемая объемным расходом Q рабочей жидкости, поступающей к вибратору от насосной установки,

$$v_Q = Q/A.$$

На основании выражения (5.5.3) имеем:

$$dz/dt = -C_1\omega_1 \sin \omega_1 t + C_2\omega_1 \cos \omega_1 t. \quad (5.5.4)$$

Подставив $t = 0$, $z = 0$ и $dz/dt = v_Q$ в выражения (5.5.3) и (5.5.4), находим:

$$C_1 = R/c; \quad C_2 = v_Q/\omega_1.$$

С учетом полученных значений постоянных интегрирования C_1 и C_2 выражения (5.5.3) и (5.5.4) принимают вид:

$$z = v_Q/\omega_1 \sin \omega_1 t - R/c(1 - \cos \omega_1 t); \quad (5.5.5)$$

$$dz/dt = v_Q \cos \omega_1 t - \omega_1 R/c \sin \omega_1 t. \quad (5.5.6)$$

Очевидно, что в пределах принятых допущений уравнение (5.5.2) и производные из него выражения (5.5.3)–(5.5.6) справедливы лишь для первого этапа периода колебаний корпуса I , т.е. при условии, что $z \geq 0$.

Определим максимальное значение z_{\max} координаты z корпуса I гидроцилиндра вибратора на первом этапе периода колебаний корпуса. Для этого приравняем производную dz/dt к нулю, воспользовавшись выражением (5.5.6). В результате приходим к следующему выражению для вычисления момента времени t_{\max} , в который координата z корпуса I гидроцилиндра вибратора достигает своего максимального значения z_{\max} :

$$t_{\max} = 1/\omega_1 \arctg [v_Q c / (\omega_1 R)]. \quad (5.5.7)$$

Подставив $t = t_{\max}$ в выражение (5.5.5), находим:

$$z_{\max} = R/c \left(\sqrt{1 + mv_Q^2 c / R^2} - 1 \right). \quad (5.5.8)$$

Приравняв в выражении (5.5.5) координату z к нулю, получаем уравнение относительно значения времени t_1 , соответствующего продолжительности первого этапа периода колебаний корпуса I гидроцилиндра вибратора:

$$v_Q/\omega_1 \sin \omega_1 t_1 - R/c(1 - \cos \omega_1 t_1) = 0. \quad (5.5.9)$$

Величина t_1 определяется как первое ненулевое решение уравнения (5.5.9):

$$t_1 = 2/\omega_1 \arctg [v_Q c / (\omega_1 R)]. \quad (5.5.10)$$

Нетрудно заметить [см. выражения (5.5.7) и (5.5.10)], что $t_1 = 2t_{\max}$.

Подставив в выражение (5.5.6) $t = t_1$, находим значение v_1 скорости движения корпуса I в момент окончания первого этапа периода его колебаний:

$$v_1 = v_Q \cos \omega_1 t_1 - \omega_1 R/c \sin \omega_1 t_1 = -v_Q. \quad (5.5.11)$$

Полученного результата следовало ожидать, принимая во внимание то обстоятельство, что на рассматриваемом этапе движения корпуса *I* сначала происходит переход кинетической энергии корпуса и взаимосвязанных с ним объектов в потенциальную энергию (пока корпус движется вверх), а затем (когда корпус движется вниз) наоборот – переход потенциальной энергии в кинетическую, и математические выкладки выполнены без учета потерь энергии.

На втором этапе периода колебаний корпуса *I* гидроцилиндра вибратора, соответствующем случаю разобщения рабочей полости гидроцилиндра с гидробаком посредством запорно-регулирующего элемента *3*, давление *p* рабочей жидкости в указанной полости является переменной величиной. В связи с этим для выяснения закона движения корпуса *I* на данном этапе воспользуемся в дополнение к уравнению (5.5.1) уравнением неразрывности для жидкости в рабочей полости гидроцилиндра и присоединенной к ней напорной гидролинии насосной установки:

$$Q = Adz/dt + k_{\text{упр}} dp/dt, \quad (5.5.12)$$

где $k_{\text{упр}}$ – приведенный коэффициент упругости гидроцилиндра и присоединенной к его рабочей полости напорной гидролинии насосной установки.

При рассмотрении движения корпуса *I* на втором этапе примем момент начала данного этапа за начало отсчета времени и пренебрежем (ввиду ожидаемой малости) изменениями коэффициента $k_{\text{упр}}$ (т.е. будем считать $k_{\text{упр}} = \text{const}$). Тогда представив уравнение (5.5.12) в виде

$$dp = Q/k_{\text{упр}} dt - A/k_{\text{упр}} dz$$

и проинтегрировав его с учетом того, что при $t = 0$ $z = 0$ и $p = 0$, получаем:

$$p = Q/k_{\text{упр}} t - A/k_{\text{упр}} z. \quad (5.5.13)$$

После исключения из уравнения (5.5.1) с использованием уравнения (5.5.13) переменной *p* приходим к следующему уравнению:

$$md^2z/dt^2 + (c + A^2/k_{\text{упр}})z = AQ/k_{\text{упр}}t - R. \quad (5.5.14)$$

В результате решения последнего уравнения при соответствующих начальных условиях (при $t = 0$ $z = 0$ и $dz/dt = -v_Q$) находим:

$$z = Bt - D(1 - \cos\omega_2 t) - (B + v_Q)/\omega_2 \sin\omega_2 t; \quad (5.5.15)$$

$$dz/dt = B - D\omega_2 \sin\omega_2 t - (B + v_Q)\cos\omega_2 t, \quad (5.5.16)$$

где $B = AQ/(k_{\text{упр}}c_\Sigma)$; $c_\Sigma = c + A^2/k_{\text{упр}}$; $D = R/c_\Sigma$; $\omega_2 = \sqrt{c_\Sigma/m}$.

Следует подчеркнуть, что в пределах принятых допущений уравнения (5.5.12), (5.5.13), (5.5.14) и производные из них выражения (5.5.15) и (5.5.16) справедливы лишь для второго этапа периода колебаний корпуса *I*, т.е. при условии, что $z \leq 0$.

Определим минимальное значение z_{\min} координаты z корпуса I гидроцилиндра вибратора на втором этапе периода колебаний корпуса. Для этого приравняем производную dz/dt к нулю, воспользовавшись выражением (5.5.16). В результате получим следующее выражение для вычисления величины момента времени t_{\min} , в который координата z корпуса I гидроцилиндра вибратора достигает своего минимального значения z_{\min} :

$$t_{\min} = \frac{1}{\omega_2} \operatorname{arctg} \frac{D\omega_2(B + v_Q) + B\sqrt{(D\omega_2)^2 + v_Q(2B + v_Q)}}{B^2 - (D\omega_2)^2}. \quad (5.5.17)$$

Очевидно, что в соответствии с выражением (5.5.15)

$$z_{\min} = Bt_{\min} - D(1 - \cos\omega_2 t_{\min}) - (B + v_Q)/\omega_2 \sin\omega_2 t_{\min}. \quad (5.5.18)$$

Приравняв в выражении (5.5.15) координату z к нулю, получаем уравнение относительно времени t_2 , соответствующего продолжительности второго этапа периода колебаний корпуса I гидроцилиндра вибратора:

$$Bt_2 - D(1 - \cos\omega_2 t_2) - (B + v_Q)/\omega_2 \sin\omega_2 t_2 = 0. \quad (5.5.19)$$

Последнее уравнение не имеет аналитического решения, в силу чего для определения t_2 в каждом конкретном случае следует пользоваться численными методами. В первом приближении можно считать $t_2 \approx 2t_{\min}$ (фактически $t_2 < 2t_{\min}$).

В соответствии с уравнением (5.5.13) в пределах второго этапа периода колебаний корпуса I гидроцилиндра вибратора при одинаковых значениях координаты z для моментов времени $t_{\min} < t \leq t_2$, когда корпус I движется вверх, давление p в рабочей полости гидроцилиндра имеет большее значение, чем для моментов времени $0 \leq t < t_{\min}$, когда корпус I движется вниз. Вследствие этого разгон при движении вверх происходит более интенсивно, чем торможение корпуса при его движении вниз, и абсолютное значение скорости движения корпуса в конце второго этапа периода его колебаний оказывается больше, чем в начале данного этапа, а значит, и в начале периода в целом.

Таким образом, при принятых выше допущениях после включения вибратора каждый новый период колебаний корпуса I начинается при более высокой скорости движения корпуса, чем предыдущий, и характеризуется, соответственно, большими значениями продолжительности и амплитуды колебаний корпуса. Этот результат объясняется тем, что во время второго этапа периода колебаний корпуса I гидроцилиндра вибратора в рабочую полость гидроцилиндра от насосной установки поступает рабочая жидкость под избыточным давлением p , большим нуля, т.е. к вибратору подводится дополнительная энергия. Следует отметить, что некоторая часть $\mathcal{E}_{\text{упр}}$ этой энергии:

$$\mathcal{E}_{\text{упр}} = k_{\text{упр}} p_2^2 / 2,$$

обусловленная упругими деформациями рабочей жидкости и стенок каналов, в которые она заключена, при давлении p в рабочей полости гидроцилиндра, имеющем место в конце второго этапа периода колебаний корпуса I (т.е. при $t = t_2$ и $z = 0$), и равном p_2 , в пределах принятых допущений не передается корпусу I . Согласно уравнению (5.5.13):

$$p_2 = Q t_2 / k_{\text{упр}}.$$

С учетом последнего соотношения

$$\mathcal{E}_{\text{упр}} = (Q t_2)^2 / (2 k_{\text{упр}}).$$

Однако поскольку реально работа вибратора сопровождается потерями механической энергии, обусловленными утечками рабочей жидкости и совершением работы против сил трения, которые в приведенных выше выкладках не учитывались, то колебания корпуса I после включения вибратора через некоторый промежуток времени приобретают стационарный характер. В связи с этим, в первом приближении возможно судить об амплитуде z_a и частоте $\bar{\Omega}$ вибрации, создаваемой вибратором, на основании их оценок соответственно \bar{z}_a и $\bar{\Omega}$, определяемых с использованием выражений (5.5.8), (5.5.18), (5.5.10) и (5.5.19) следующим образом:

$$\bar{z}_a = (z_{\max} - z_{\min}) / 2; \quad (5.5.20)$$

$$\bar{\Omega} = 2\pi / (t_1 + t_2). \quad (5.5.21)$$

Очевидно, что более корректное решение рассматриваемой задачи может быть получено с использованием ЭВМ на основе математической модели, описывающей рабочий процесс вибратора более точно (при меньшем количестве допущений), чем это сделано выше.

Наиболее оперативно задачи, связанные с выбором параметров и исследованием характеристик работы гидроприводов, решаются с помощью специализированных систем автоматизированного проектирования (САПР).

Глава 6

ПРИМЕНЕНИЕ САПР ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОПРИВОДОВ

6.1. СХЕМОТЕХНИЧЕСКИЙ ЭТАП ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДОВ И ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПРОЕКТНЫХ ПРОЦЕДУР

Проектирование, при котором отдельные преобразования описаний объекта проектирования и (или) алгоритма его функционирования или алгоритма процесса, а также представления описаний на различных языках осуществляются взаимодействием человека и ЭВМ, называется автоматизированным.

Автоматизация проектирования позволяет повысить качество проектов, снизить материальные затраты на проектирование, сократить сроки проектирования и избежать роста числа инженерно-технических работников, занятых проектированием [13].

Наибольший эффект при проектировании достигается при применении систем автоматизированного проектирования (САПР).

Автоматизированная система – это система, состоящая из персонала и комплекса средств автоматизации его деятельности, реализующая информационную технологию выполнения установленных функций (ГОСТ 34.003–90).

В практике автоматизированного проектирования приводов сформировались следующие этапы: системотехнический или концептуальный, схемотехнический, конструкторский, испытания и доводки опытного образца. Каждый этап, как правило, обслуживает отдельная подсистема САПР.

Цель концептуального этапа – сформировать общие принципы построения привода. На основе системного анализа генерируются технические решения, в том числе и принципиально новые. Специфика соответствующей подсистемы САПР заключается в активном взаимодействии с отраслевыми, государственными или международными банками данных, использовании специальных методов поиска оптимальной структуры, элементного состава и общей компоновки привода, удовлетворяющих требованиям технического задания. Выходные результаты подсистемы концептуального проектирования – начальный вариант схемы привода с ориентировочными значениями параметров и общими принципами построения конструкции, передаваемыми, соответственно, в подсистемы схемотехнического и конструкторского проектирования.

На *схемотехническом этапе* уточняется конструктивная или принципиальная схема привода и определяются значения параметров, обеспечивающие выполнение заданных в техническом задании характеристик.

Информация о найденных значениях параметров и структуре привода передается в подсистему *конструкторского проектирования*, где формируются геометрические образы оригинальных узлов и деталей привода и выполняется чертежно-техническая документация.

Объем работ схемотехнического этапа имеет значительную долю в общих трудозатратах по проектированию привода. На этом этапе должны выполняться следующие проектные операции (рис. 6.1.1):

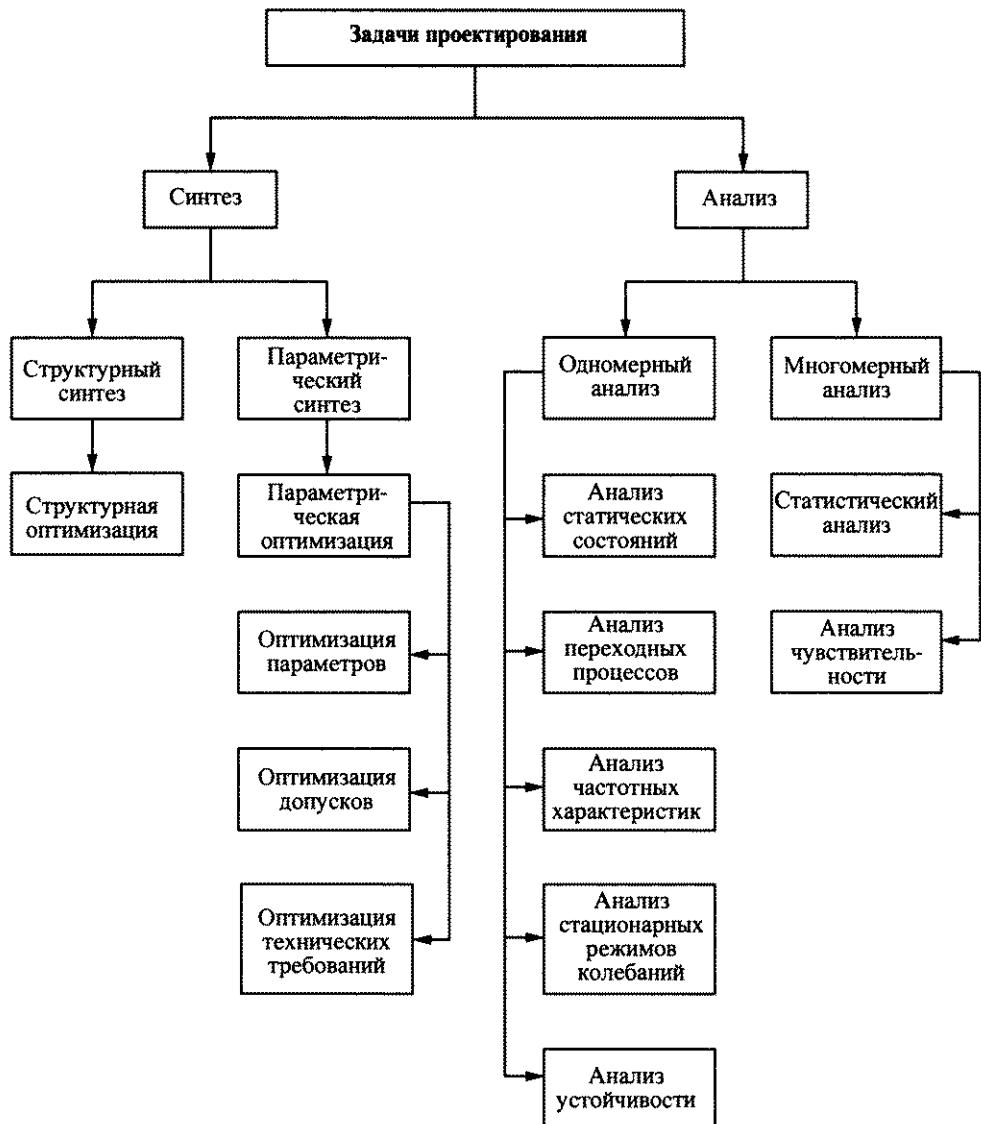


Рис. 6.1.1. Основные задачи, решаемые при проектировании

- расчет выходных характеристик привода во временной или частотной области при заданных законах изменения управляющих и возмущающих воздействий. Часто в техническом задании задаются требования к статическим характеристикам привода, что делает необходимым расчет установившихся состояний;
- многовариантный анализ привода (проводится путем многократного повторения тех или иных расчетов при синхронном или асинхронном изменении группы заданных проектировщиком параметров для оценки их влияния на выходные характеристики привода);



Рис. 6.1.2. Схема взаимодействия проектировщика с пакетом прикладных программ (ППП) в составе САПР

- анализ чувствительности выходных характеристик к изменению параметров привода. При проведении данного анализа проектировщик задает множества выходных характеристик $Y(X, t) = [y_1, \dots, y_m]$ и параметров $X = [x_1, \dots, x_n]$. В результате анализа определяются функции чувствительности $S_{ij} = \frac{\partial y_i}{\partial x_j}$ ($i = 1, \dots, m$; $j = 1, \dots, n$), по которым оценивается правильность выбора степени идеализации при математическом описании привода и выделяются "наиболее влиятельные" параметры для последующих операций параметрической оптимизации, назначения допусков и др.;

расчет "наихудшего случая". Этот расчет производится для нахождения предельных значений выходных характеристик y_i^+, y_i^- ($i = 1, \dots, m$), соответствующих максимальным отклонениям выделенного множества параметров $x_j = x_{nj} + \Delta x_j \text{sign} S_{ij}$ ($j = 1, \dots, n$), где x_{n1}, \dots, x_{nn} – номинальные значения параметров; $\Delta x_1, \dots, \Delta x_n$ – заданные отклонения параметров от их номиналов;

- статистический анализ привода. Проводится с целью определения статистических оценок выходных характеристик привода при заданных типе и характеристиках распределения внутренних параметров привода и внешних воздействий;

- моделирование работы привода в условиях, максимально приближенных к реальным. При этом в модели привода учитываются практически все элементы и оценивается, например, работоспособность привода при отказах отдельных элементов;
- параметрическая оптимизация привода. При проведении оптимизации на основе технического задания и предварительных исследований формируется система показателей (оценок) качества привода и производится поиск значений параметров, при которых заданные показатели являются наилучшими;
- расчет оптимальных допусков на параметры привода (допустимых отклонений параметров привода, исходя из заданных допустимых отклонений его выходных характеристик).

Проведение вышеперечисленных операций обеспечивает всестороннее исследование привода и позволяет найти значения его внутренних параметров, при которых наилучшим образом выполняются все требования, заданные в техническом задании. Состав проектных операций схемотехнического этапа может быть расширен за счет, например таких, как оценка показателей надежности, расчет оптимального количества характеристик для текущего контроля работоспособности изделия и других, потребность в которых диктуется практикой проектирования, изготовления и эксплуатации приводов (Петренко А.И., Ладогубец В.В., Чкалов В.В. Автоматизация схемотехнического проектирования в машиностроении. Киев, 1988).

Процесс проектирования в среде САПР происходит при взаимодействии проектировщика с пакетом прикладных программ (ППП) (рис. 6.1.2).

Проектировщик готовит описание привода и задание на выполнение тех или иных проектных операций на входном языке ППП, которые обрабатываются программой-транслятором. После выявления и исправления ошибок управление передается блоку формирования математической модели, в котором на основе описания и информации, хранящейся в библиотеке моделей, строится математическое представление привода, ориентированное на принятые в ППП методы решения. Транслятор языка управления заданиями обрабатывает директивы управления процессом проектирования и готовит информацию программе-монитору, выстраивающей последовательность исполнительных программ в соответствии с заданной проектной операцией.

6.2. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ОБЪЕКТА ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ВИДЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ

При построении математической модели объекта едва ли не основные затраты времени связаны с анализом действующих факторов и выделением среди них значащих для последующего учета в модели. В общем процессе получения модели важность этого этапа трудно переоценить, и именно здесь в полной мере проявляются квалификация проектировщика, его понимание исследуемых явлений и профессиональное чутье. Данный этап практически не формализуем, и попытки механически использовать готовые математические модели типовых элементов, разработанные для "общего" случая, как правило, обречены на неудачу, так как эти модели или излишне подробны, что вызывает неоправданные затраты машинного времени и неустойчивость вычислительного процесса, или, наоборот, грубы, вследствие чего не обеспечивается требуемая точность расчетов.

При работе в среде САПР проектировщик должен иметь возможность легко определять, какие факторы и каким образом учитываются в математическом описании объ-

екта, и достаточно просто вносить необходимые изменения в математические модели объекта и входящих в его состав элементов.

Множество типовых элементов, из которых создается схема проектируемого объекта, и язык описания этой схемы для взаимодействия с вычислительной системой образуют форму представления объектов в САПР. Очевидны следующие основные требования, которым должна удовлетворять форма представления:

1) форма представления объектов в САПР должна охватывать весь диапазон проектируемых приводов и систем, легко адаптируясь к новым схемным решениям, новой элементной базе, изменяющимся требованиям по точности результатов и глубине проработки;

2) с принятой формой представления должны одинаково успешно работать проектировщики любой квалификации, причем особенно важно, чтобы она ни в коей мере не ограничивала творческие возможности наиболее квалифицированных и опытных специалистов в данной предметной области;

3) множество типовых элементов должно совпадать с множеством конструктивных или функциональных узлов, из которых строится объект (в этом случае схема объекта совпадает с его принципиальной схемой, а входной язык САПР может быть простым и наглядным);

4) проектировщик должен иметь возможность оперативно средствами только входного языка изменять степень идеализации объекта, переходя от грубой его модели к более точной и наоборот.

Перечисленным требованиям наиболее полно отвечают: представление проектируемых объектов в виде цепи и входной язык описания, допускающий введение в состав объекта иерархических структур.

Любая физическая система, допускающая рассмотрение в сосредоточенных параметрах, может быть представлена в виде цепи, состоящей из объединенных между собой через внешние узлы (полюсы) типовых компонентов. Графическое изображение цепи называют *схемой замещения*.

Все многообразие реальных систем описывается с помощью небольшого набора компонентных уравнений, определяющего типовые компоненты систем различной физической природы. По числу узлов, через которые компоненты соединяются друг с другом, их подразделяют на *двухполюсные* и *многополюсные*.

Все множество переменных, относительно которых описываются компоненты, делится на два подмножества: *потоковые* (последовательные) и *разностные* (параллельные) переменные. К потоковым относятся переменные, которые измеряют прибором, включаемым в цепь последовательно. В электрических, гидравлических и механических цепях потоковыми переменными являются сила тока, расход, сила и врачающий момент.

К разностным переменным относятся переменные, которые измеряют прибором, включаемым или параллельно компоненту, или между полюсом компонента и какой-то внешней точкой. Такими переменными являются, например: напряжение, давление, скорость, угловая скорость, перемещение, угол поворота. Разностную переменную, измеряемую относительно внешней точки, называют *узловым потенциалом*.

Переменные физических систем подчиняются двум основным законам теории цепей: закону сечений (для потоковых переменных) и закону контуров (для разностных переменных). Согласно закону сечений алгебраическая сумма потоковых переменных в любом замкнутом сечении цепи равна нулю. Для электрических цепей закон сечений известен как первый закон Кирхгофа, для гидравлических – как условие неразрывности потока, для механических – как условие равновесия.

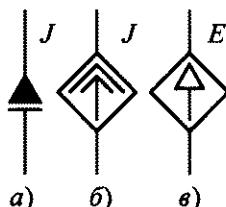


Рис. 6.2.1. Условные графические обозначения идеального П-источника куловой потоковой переменной (а) и зависимых П-источника (б) и Р-источника (в)

Типовые компоненты можно алгоритм формирования математической модели и последующие процедуры решения существенно упрощаются, если компонентные уравнения содержат производные не выше первого порядка. При выделении компонентов на основе основных переменных это условие выполняется.

В табл. 6.2.1 приведен перечень типовых двухполюсных компонентов механических, гидравлических и электрических цепей, их принятые условные изображения и компонентные уравнения.

Компоненты, которым присвоено обобщенное наименование Р-накопитель или С-компонент (см. первую строку табл. 6.2.1), характеризуются тем, что им соответствует энергия, пропорциональная второй степени разностной переменной: $mv^2/2$, $J\omega^2/2$, $C_r p^2/2$, $CU^2/2$, где m – масса; v – линейная скорость; J – момент инерции; ω – угловая скорость; $C_r = V/E$ – коэффициент упругости участка гидросистемы (V – объем жидкости; E – приведенный модуль упругости); p – давление; C – электрическая емкость; U – напряжение.

Компоненты, которым присвоено обобщенное наименование П-накопитель или L-компонент (см. вторую строку табл. 6.2.1), характеризуются тем, что им соответствует энергия, пропорциональная второй степени потоковой переменной: $L_n P^2/2$, $L_{bp} M^2/2$, $L_r Q^2/2$, $L I^2/2$, где L_n – линейная податливость (величина, обратная коэффициенту жесткости); P – сила; L_{bp} – угловая (крутильная) податливость; M – врачающий момент; $L_r = \rho l/A$ – коэффициент гидравлической инерционности (ρ – плотность жидкости; l, A – соответственно длина и площадь поперечного сечения канала с жидкостью); Q – расход; L – индуктивность; I – сила тока.

Работа компонентов, которым присвоено обобщенное наименование Потребитель (см. третью и четвертую строки табл. 6.2.1), связана с рассеянием энергии. В зависимости от переменной, относительно которой разрешено компонентное уравнение, различают G-компоненты и R-компоненты. Параметр G в соответствующих компонентных уравнениях имеет значение коэффициента вязкого трения для механических цепей, коэффициента проводимости для гидравлических цепей и проводимости для электрических цепей, а параметр R – значение сопротивления.

Активные компоненты, которым присвоены обобщенные наименования П-источник (J -компонент) и Р-источник (E -компонент) (см. две последние строки табл. 6.2.1), являются для цепи источниками энергии (в отличие от пассивных компонентов, накапливающих или рассеивающих энергию).

В соответствии с законом контуров алгебраическая сумма разностных величин, отсчитываемых по любому замкнутому контуру, равна нулю. Закон контуров для электрических цепей соответствует второму закону Кирхгофа, для гидравлических – условию равенства нулю суммы перепадов давления по замкнутому контуру, а для механических – равенству нулю векторной суммы скоростей или перемещений, отсчитываемых по замкнутому контуру.

Переменные, произведение которых представляет собой мощность, называют *основными*. Это сила и линейная скорость, вращающий момент и угловая скорость, расход и давление, сила тока и напряжение.

выделить относительно любых переменных, однако

алгоритм формирования математической модели и последующие процедуры решения существенно упрощаются, если компонентные уравнения содержат производные не выше первого порядка. При выделении компонентов на основе основных переменных это условие выполняется.

В табл. 6.2.1 приведен перечень типовых двухполюсных компонентов механических, гидравлических и электрических цепей, их принятые условные изображения и компонентные уравнения.

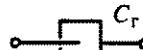
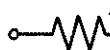
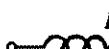
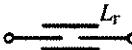
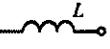
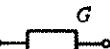
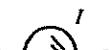
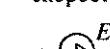
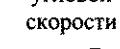
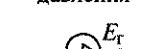
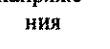
Компоненты, которым присвоено обобщенное наименование Р-накопитель или С-компонент (см. первую строку табл. 6.2.1), характеризуются тем, что им соответствует энергия, пропорциональная второй степени разностной переменной: $mv^2/2$, $J\omega^2/2$, $C_r p^2/2$, $CU^2/2$, где m – масса; v – линейная скорость; J – момент инерции; ω – угловая скорость; $C_r = V/E$ – коэффициент упругости участка гидросистемы (V – объем жидкости; E – приведенный модуль упругости); p – давление; C – электрическая емкость; U – напряжение.

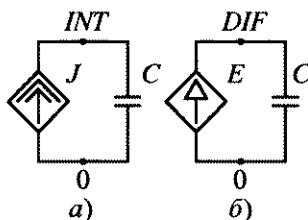
Компоненты, которым присвоено обобщенное наименование П-накопитель или L-компонент (см. вторую строку табл. 6.2.1), характеризуются тем, что им соответствует энергия, пропорциональная второй степени потоковой переменной: $L_n P^2/2$, $L_{bp} M^2/2$, $L_r Q^2/2$, $L I^2/2$, где L_n – линейная податливость (величина, обратная коэффициенту жесткости); P – сила; L_{bp} – угловая (крутильная) податливость; M – врачающий момент; $L_r = \rho l/A$ – коэффициент гидравлической инерционности (ρ – плотность жидкости; l, A – соответственно длина и площадь поперечного сечения канала с жидкостью); Q – расход; L – индуктивность; I – сила тока.

Работа компонентов, которым присвоено обобщенное наименование Потребитель (см. третью и четвертую строки табл. 6.2.1), связана с рассеянием энергии. В зависимости от переменной, относительно которой разрешено компонентное уравнение, различают G-компоненты и R-компоненты. Параметр G в соответствующих компонентных уравнениях имеет значение коэффициента вязкого трения для механических цепей, коэффициента проводимости для гидравлических цепей и проводимости для электрических цепей, а параметр R – значение сопротивления.

Активные компоненты, которым присвоены обобщенные наименования П-источник (J -компонент) и Р-источник (E -компонент) (см. две последние строки табл. 6.2.1), являются для цепи источниками энергии (в отличие от пассивных компонентов, накапливающих или рассеивающих энергию).

6.2.1. Двухполюсные компоненты энергетических цепей

Компонентное уравнение	Цепь			
	Механическая поступательная	Механическая вращательная	Гидравли- ческая	Электри- ческая
$i = C \frac{du}{dt}$	Масса 	Момент инер- ции 	Гидравли- ческая ем- кость 	Емкость 
$u = L \frac{di}{dt}$	Упругость 	Упругость 	Гидравли- ческая инер- ционность 	Индуктив- ность 
$i = Gu$	Демпфиро- вание 	Демпфиро- вание 	Проводи- мость 	Проводи- мость 
$u = Ri$	--	--	Сопротивле- ние 	Сопро- тивление 
$i = i(t)$	Источник силы 	Источник момента 	Источник расхода 	Источник тока 
$u = u(t)$	Источник скорости 	Источник угловой скорости 	Источник давления 	Источник напряже- ния 



**Рис. 6.2.2. Схемы замещения
Р-интегратора (а) и
Р-дифференциатора (б)**

Оба источника являются идеальными, так как величина потоковой переменной, генерируемой П-источником, не зависит от его разностной переменной, и, аналогично, величина разностной переменной, генерируемой Р-источником, не зависит от его потоковой переменной.

В реальных источниках энергии, обладающих ограниченной мощностью, потоковая и разностная переменные зависят друг от друга из-за утечек, внутреннего сопротивления и других потерь. Пренебрежение величиной этих потерь и предположение о неограниченной мощности позволяют представить реальный источник идеальным. При недопустимости такого предположения реальный источник представляют более сложной моделью.

В табл. 6.2.1 представлены только линейные компоненты. В реальных системах далеко не всегда допустима линейная идеализация и приходится иметь дело с более сложными компонентами, описываемыми нелинейными уравнениями. Причем поскольку каждое компонентное уравнение реализуется в соответствующей подпрограмме, то оно может не только содержать нелинейности практически любого типа, но и логические зависимости.

Однако при численном исследовании на ЭВМ эти уравнения линеаризуются на каждом шаге вычислительного процесса в соответствии с принятым алгоритмом решения. Поэтому схему замещения нелинейной системы без потери общности можно формировать в виде совокупности линейных компонентов, принимая во внимание то, что нелинейные уравнения реальных компонентов будут автоматически учтены и обработаны процедурами формирования и решения уравнений.

Для идеального П-источника нулевой потоковой переменной, который включается в схемы замещения для обеспечения возможности определения разностной переменной для узлов, не относящихся к одному двухполюсному компоненту, используется специальное условное обозначение (рис. 6.2.1, а) для упрощения чтения схем замещения.

Процедуры формирования и решения математических моделей объектов проектирования существенно упрощаются при добавлении к рассмотренным типовым двухполюсным компонентам (см. табл. 6.2.1) зависимых П-источника и Р-источника (рис. 6.2.1, б, в). Выходная переменная зависимого источника может быть функцией любого сочетания потоковых и разностных переменных компонентов, входящих в схему замещения.

Идентификатор, присваиваемый каждому компоненту на схеме замещения, должен быть уникальным и специфицировать компонент, одновременно задавая его тип в соответствии с табл. 6.2.1. Сведения о типе компонента необходимы для программы-транслятора, обрабатывающей описание схемы и поставляющей информацию для блока формирования математической модели.

Тип компонента задается начальным символом идентификатора (ключевым префиксом). Остальные символы могут выбираться произвольно, исходя из наглядности описания. Так, в качестве первого символа идентификаторов С-компонентов (Р-накопителей) используется латинская буква С; L-компонентов (П-накопителей) – буква L; G-компонентов (Потребителей) – буква G; R-компонентов (Потребителей) – буква R; J-компонентов (П-источников) – буква J; Е-компонентов (Р-источников) – латинская буква E.

Каждый компонент схемы замещения характеризуется двумя переменными: потоковой и разностной. Идентификатор конкретной переменной складывается из ключевого префикса I (потоковая переменная) или U (разностная переменная) и идентификатора соответствующего компонента. Например: IGM – идентификатор потоковой переменной G-компонента GM; UEP – идентификатор разностной переменной E-компонента EP.

Имена узлов схемы замещения присваиваются в соответствии с правилами входного языка САПР.

При необходимости интегрирования или дифференцирования по времени какой-либо из переменных (например, для определения перемещения по скорости или наоборот) схему замещения дополняют соответствующим преобразователем: интегратором или дифференциатором.

P-интегратор представляет собой замкнутый контур, состоящий из зависимого P-источника J, потоковая переменная которого должна быть равна интегрируемой переменной, и P-накопителя C с параметром, равным единице (рис. 6.2.2, а). Искомым интегралом (искомой интегральной переменной) является разностная переменная P-накопителя C.

P-дифференциатор представляет собой замкнутый контур, состоящий из зависимого P-источника E, разностная переменная которого должна быть равна дифференцируемой переменной, и P-накопителя C с параметром, равным единице (рис. 6.2.2, б). Искомой производной (искомой дифференциальной переменной) является потоковая переменная P-накопителя C.

В схеме замещения проектируемого объекта может быть несколько интеграторов и дифференциаторов. Следует отметить, что интегратор и дифференциатор могут быть построены на базе P-накопителя (L-компонента). В последнем случае их называют P-интегратор и P-дифференциатор [2].

6.3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О САПР, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОПРИВОДОВ

При проектировании объемных гидроприводов используется достаточно большое количество программных средств, как универсальных, так и специальных. Специальное программное обеспечение разрабатывается, как правило, совместными усилиями специалистов в области гидропривода и программирования. При этом нередко программные разработки, выполненные в той или иной организации, не выходят за пределы этой организации и используются только ее сотрудниками.

В нашей стране одни из первых программных комплексов, предназначенных для автоматизированного проектирования гидроприводов и нашедших применение на ряде предприятий (здесь и далее речь идет лишь о программном обеспечении, используемом на схемотехническом этапе проектирования), были разработаны в ОАО "ВНИИ-стройдормаш" и известны как программы HYDRA и HYSTR [2].

Программы HYDRA и HYSTR предназначены для автоматизированного расчета соответственно переходных процессов в объемных гидроприводах произвольной структуры при различных внешних возмущениях и сигналах управления и параметров установленных режимов работы.

В соответствии с идеологией построения этих программ произвольная схема объемного гидропривода рассматривается как совокупность базовых элементов и узлов (точек соединения элементов). В качестве базовых элементов выбраны: насос, гидромотор,

гидроцилиндр, клапаны прямого действия различных типов (предохранительный, редукционный, обратный), клапан непрямого действия, трубопровод (включая тупиковый), дроссель, тройник, гидроаккумулятор, регулятор мощности, гидрозамок, золотниковый гидрораспределитель, дизельный двигатель, колесный движитель, типовые линейные динамические звенья систем автоматического регулирования.

Гидросхема, подлежащая исследованию, разбивается на базовые элементы и узлы. Элементы нумеруются в произвольном порядке, причем каждый тип элементов имеет свою нумерацию (начинаяющуюся с единицы). Узлы также нумеруются в произвольном порядке, начиная с единицы.

Для каждого из типов базовых элементов существует свой идентификатор.

Для описания структуры (топологии) произвольной схемы введено понятие обобщенного трехузлового элемента с узлами i (вход), j (выход), k (отбор или подвод мощности; возмущение; второй выход). Исключение составляют следующие элементы: тройник, у которого узел j является вторым входом; гидрораспределитель, описание структуры которого осуществляется особым образом. Вход и выход элемента определяются принятым на расчетной схеме направлением потока рабочей жидкости через этот элемент. При изменении направления потока соответствующие величины (перепад давления, расход) меняют свой знак.

Информация о структуре схемы и параметрах базовых элементов заносится в файл входных данных с помощью текстового редактора.

Программа анализирует входную информацию и в зависимости от структуры рассматриваемой схемы выбирает из общей библиотеки математических моделей элементов нужные уравнения, формируя общую математическую модель схемы.

В результате решения общей системы уравнений получаются наборы данных – значения переменных (давлений, расходов, сил, вращающих моментов, линейных и угловых скоростей и перемещений) во всех указанных узлах системы (для программы HYDRA – в функции времени), которые записываются в соответствующие файлы. При работе с программой HYDRA результаты расчета могут быть представлены в виде графиков, а также использоваться в качестве начальных условий для продолжения расчета.

Для автоматизированных расчета и моделирования гидравлических и пневматических систем всевозможного назначения, а также систем управления и некоторых других технических объектов в МГТУ им. Н.Э. Баумана разработан программный комплекс (система имитационного моделирования гидравлики) SIMHYD.

Программный комплекс включает в себя графический редактор, диалоговый монитор проектных процедур, базу данных, средства постпроцессорной обработки результатов. Он позволяет:

- осуществлять ввод информации об исследуемом объекте путем формирования на экране дисплея его схемы с помощью графического редактора (используя графические обозначения типовых элементов приводов и динамических систем из базы данных) с последующим автоматическим формированием математической модели объекта;
- производить расчет установившихся состояний, переходных процессов, частотных характеристик для исследуемого объекта;
- получать результаты расчетов в виде таблиц и графиков;
- выполнять обработку результатов расчетов для изменения формы их представления, а также получения на их основе дополнительной информации об исследуемом объекте;
- редактировать базу данных;
- использовать библиотеку типовых схем и проектов, а также создавать персональные библиотеки;

— оформлять отдельные материалы проектов в соответствии с требованиями ЕСКД.

Взаимодействие пользователя с комплексом SIMHYD осуществляется через систему меню. Наличие диалогового интерфейса, не требующего сколько-нибудь глубокого знания персональных компьютеров, а также отсутствие необходимости в освоении каких-либо входных языков и языков программирования обеспечивает простоту в обращении и удобство работы пользователя с рассматриваемым комплексом.

Все основные процедуры и операторы комплекса SIMHYD снабжены пояснениями (подсказками), которые выводятся на экран дисплея при нажатии пользователем соответствующей функциональной или символьной клавиши.

В настоящее время в МГТУ им. Н.Э. Баумана для моделирования на макроуровне динамики технических систем различной физической природы (электрических, механических, гидравлических, пневматических, тепловых и неоднородных) разработан более совершенный программный комплекс (программа анализа) ПА9. В составе комплекса имеется обширная библиотека моделей, в которую включены модели электрических, электронных, гидравлических и механических устройств, что позволяет проводить, например, исследования электрогидравлических следящих приводов. Информация о структуре моделируемого объекта вводится в виде схемы на поле схемы графического редактора.

Обычно для решения задач моделирования нужно выполнить четыре основные этапа работы:

- 1) выбрать и установить на поле схемы графические изображения компонентов (элементов);
- 2) соединить компоненты связями;
- 3) задать атрибуты (параметры) компонентов;
- 4) сформировать задание на выполнение расчетов и инициализировать его выполнение.

Выполнение расчетов является самостоятельным процессом операционной системы, происходящим одновременно с процессом редактирования, поэтому, запустив задание на исполнение, можно продолжить работу с графическим схемным редактором.

Программный комплекс ПА9 постоянно совершенствуется. Ведутся работы по разработке новой программы для моделирования динамики разнородных технических систем – ПА10.

Для имитационного моделирования объектов, информация о которых может быть задана в виде структурной схемы, возможно использование программы (системы автоматизированного моделирования) СИАМ, разработанной сотрудником МГТУ им. Н.Э. Баумана В.В. Фароновым. Для формирования структурной схемы исследуемого объекта программа предоставляет проектировщику возможность использования достаточно большого количества типовых блоков; в ней реализованы четыре метода численного интегрирования и три метода параметрической оптимизации. С помощью программы можно производить расчет переходных процессов, частотных характеристик и решать задачи оптимизации для широкого класса систем управления и других динамических систем.

Современным отечественным программным комплексом, предназначенным для исследования динамики и проектирования технических систем и устройств различного назначения является программный комплекс "Моделирование в технических устройствах" (ПК "МВТУ"). Этот комплекс разработан в МГТУ им. Н.Э. Баумана коллективом специалистов под руководством О.С. Козлова.

Программный комплекс имеет удобный редактор структурных схем, обширную библиотеку типовых блоков и встроенный язык программирования, которые позволяют

реализовывать модели практически любой степени сложности, обеспечивая при этом наглядность их представления. ПК "МВТУ" успешно применяется для проектирования систем автоматического управления, следящих приводов и роботов-манипуляторов, ядерных и тепловых энергетических установок, а также для решения нестационарных краевых задач (теплопроводности, гидродинамики и др.). Имеется опыт моделирования с помощью рассматриваемого комплекса силовых гидравлических приводов (<http://www.ecoinvent.ru/HTML/Hydro.htm>).

Программный комплекс "МВТУ" реализует следующие режимы работы: моделирование, оптимизацию, анализ, синтез, контроль и управление, – а именно:

– расчет (в реальном времени или в режиме масштабирования модельного времени) переходных процессов в непрерывных, дискретных и гибридных динамических системах, в том числе и при наличии обмена данными с внешними программами и устройствами;

– редактирование параметров модели в режиме «on-line»;
– рестарт, архивацию и воспроизведение результатов моделирования;
– статистическую обработку сигналов, основанную на быстром преобразовании Фурье;

– нахождение экстремума (минимума или максимума) заданных показателей качества;
– нахождение оптимальных параметров проектируемой системы в многокритериальной постановке при наличии ограничений на показатели качества и оптимизируемые параметры;
– расчет и построение частотных характеристик и голографов;

– расчет передаточных функций, их полюсов и нулей;
– реализацию метода D-разбиения на плоскости одного комплексного параметра;
– выбор параметров регуляторов по заданным желаемым частотным характеристикам или по заданному расположению доминирующих полюсов;

– создание виртуальных аналогов пультов управления с измерительными приборами и управляющими устройствами, мнемосхем с мультимедийными и анимационными эффектами.

Для ПК "МВТУ" характерны: открытость за счет встроенного языка и реализации

нескольких механизмов обмена данными с внешними программами; простота построения сложных моделей, благодаря использованию вложенных структур; наличие эффективных численных методов; большое количество обучающих и демонстрационных примеров с подробными комментариями.

Для отечественных пользователей удобство работы с ПК "МВТУ" обусловлено также русскоязычным интерфейсом и наличием обширной документации на русском языке. Учебная и демонстрационная версии ПК "МВТУ" вместе с полной документацией и набором демонстрационных примеров распространяются свободно (<http://energy.power.bmstu.ru/mvtu/>). По своим возможностям рассматриваемый комплекс является альтернативой аналогичным зарубежным программным продуктам VisSim, MATLAB & Simulink и др.

Для учебных целей достаточно широко используется русскоязычная версия программы FluidSIM (фирмы Festo Didactic GmbH & Co. KG), предназначеннной для моделирования и анимационного представления пневматических, гидравлических, электрических и комбинированных систем. В процессе расчета переходных процессов получающиеся результаты могут быть выведены прямо на схеме исследуемой системы в виде чисел или графиков с последующей записью их в файл.

Во время расчета на схеме выделяются контуры, по которым проходит электрический ток или которые находятся под давлением, при этом перемещаются штоки цилиндров, переключаются распределители, отображается открытие и закрытие проходных сечений клапанов.

Последние версии программы FluidSIM имеют элементы ввода-вывода, которые поддерживают DDE протокол обмена данными. Благодаря этому программа может обмениваться информацией с внешним контроллером или любым приложением Windows, поддерживающим протокол DDE (<http://edu.com.ua/service3.html>). Более подробную информацию о программе, а также ее демо-версию можно посмотреть на сайте www.fluids.com.

Одним из пакетов прикладных программ (ППП), основанных на представлении объекта проектирования в виде энергетической цепи (см. п. 6.2), является ППП ПРАНС-ПК (проектирование автоматизированное неоднородных систем на персональном компьютере), разработанный в Национальном техническом университете Украины "КПИ" (коллективом под руководством А.И. Петренко) [2]. Данный пакет предназначен для автоматизации схемотехнического проектирования приводов и других динамических систем, содержащих элементы и устройства любой физической природы: гидравлические, пневматические, механические, электрические, электромагнитные, радиоэлектронные и др.

Приводы и системы такого типа (в дальнейшем просто приводы) широко используются в самолетах, промышленных роботах, испытательных стендах, строительно-дорожных, сельскохозяйственных и других машинах, объединяя в общем случае электронные (аналоговые или цифровые) устройства управления, систему электрических, гидравлических или пневматических двигателей, механические трансмиссии с редукторами, рычагами и другими механизмами, контрольно-регулирующую и измерительную аппаратуру (усилители, преобразователи, клапаны и др.), источники питания различных типов и другие узлы.

Пакет ПРАНС-ПК дает возможность рассматривать проектируемый объект во всей его сложности и многообразии внутренних и внешних связей. Входной язык пакета и степень автоматизации выполнения проектных процедур позволяют взаимодействовать с ним непосредственно разработчику привода, оперирующему привычными, традиционно сложившимися в предметной области терминами, понятиями и методиками, что существенно повышает эффективность процесса проектирования.

ППП ПРАНС-ПК позволяет выполнять следующие расчеты.

1. Расчет установившихся состояний.

При этом расчете определяются значения заданных пользователем переменных для установившегося состояния, соответствующего произвольному сочетанию постоянных воздействий. Расчет может использоваться как самостоятельный или как начальный для проведения последующих расчетов временных и (или) частотных характеристик проектируемого привода.

2. Расчет временных характеристик.

При заданных конфигурации схемы и значениях внутренних параметров (в дальнейшем просто параметров) производится расчет временных характеристик при произвольных законах изменения внешних воздействий. Результаты расчета могут быть получены в виде графиков или таблиц. Перечень переменных в выходных документах задается пользователем и может включать любые переменные (давления, расходы, перемещения, скорости, силы, токи, напряжения и т.п.). Возможна обработка выходных характеристик для определения так называемых вторичных переменных, под которыми понимаются: экстремальные значения переменных, значения переменных в фиксированные моменты времени, перерегулирование, время регулирования и многие другие.

3. Расчет частотных характеристик.

Частотные характеристики для произвольного сочетания выходной и входной переменных могут быть получены в натуральном или логарифмическом масштабе. В зависимости от особенностей математической модели привода (линейная, линеаризуемая, существенно нелинейная) предлагается два выполняемых автоматически метода линеаризации (гармоническая линеаризация, линеаризация касательной) и три различных метода расчета частотной характеристики.

4. Спектральный анализ.

Результатом выполнения этого вида исследования привода может быть линейчатый спектр любого выходного сигнала или набор выходных характеристик, определяемых по спектрограмме: максимальная амплитуда спектра, искажения сигнала, резонансные частоты и др. Спектральный анализ может быть использован для расчета частотной характеристики.

5. Моделирование статистических испытаний.

Проектировщик задает группу случайным образом изменяющихся параметров привода, законы их распределения и параметры этого распределения. В результате выполнения статистического анализа определяются вероятность безотказной работы привода, статистические оценки любых указанных проектировщиком выходных параметров и статистические оценки допустимых отклонений параметров при заданных отклонениях выходных характеристик.

6. Многовариантный анализ.

Данный вид анализа построен как многократное повторение временного, частотного, спектрального анализов или расчета установившегося состояния. При каждом новом просчете синхронно или асинхронно изменяются значения заданных проектировщиком параметров. После заданной комбинации просчетов результаты выводятся в виде наложенных на один чертеж графиков изменения выходных переменных или графиков зависимости выходных параметров (времени регулирования, перерегулирования, ошибки, высоты резонансного пика и др.) от значения варьируемого параметра.

7. Расчет наихудшего случая.

Этот расчет производится с целью определения предельных значений выходных характеристик при наиболее неблагоприятном сочетании значений выделенного проектировщиком множества изменяющихся внутренних параметров. Предельные отклонения параметров задаются проектировщиком.

8. Параметрическая оптимизация.

Целью этой проектной операции, являющейся одной из наиболее важных и трудоемких при схемотехническом проектировании, является автоматический поиск значений параметров, при которых требования технического задания удовлетворяются наилучшим образом. В составе ППП имеются средства для простого формулирования требований к приводу в виде целевых функций и ограничений, определения любых выходных параметров, по которым производится оценка качества привода, а также эффективные методы решения оптимизационных задач. По структуре допускаются условные и безусловные экстремальные задачи в одно- и многокритериальной постановке.

9. Расчет оптимальных допусков.

Целью данной проектной операции является определение предельных отклонений выделенного множества параметров привода исходя из заданных допустимых отклонений выходных характеристик. Операция, как правило, выполняется на завершающем этапе схемотехнического проектирования и дает возможность на ранних стадиях разработки привода учесть влияние технологии изготовления и условий эксплуатации на показатели работы привода.

Пакет ПРАНС-ПК выполнен с русскоязычным интерфейсом, снабжен обширными диагностическими средствами, имеет в своем составе банк данных моделей элементов, построен по модульному принципу, располагает средствами динамического распределения памяти и имеет ряд других особенностей, обеспечивающих эффективное проектирование любых приводов и систем.

В настоящее время разработчиками ППП ПРАНС-ПК данный пакет не распространяется и не поддерживается. Вместо него предлагается более поздняя разработка – пакет ALLTED. Последний выполнен с англоязычным интерфейсом.

В последние годы, благодаря своим функциональным и интерфейсным возможностям, одним из наиболее широко используемых при проведении различного рода расчетов и исследований (и в том числе при моделировании и анализе всевозможных динамических систем) является программный комплекс на базе математического пакета MATLAB, разработанный фирмой The MathWorks, Inc. Пакет MATLAB – это конгломерат высокогоуровневого языка программирования, развитого математического аппарата, основанного на матричном исчислении и реализованного через набор функций, а также развитых средств отображения, хранения и обмена информацией.

Кроме основных программ, функций и команд, сосредоточенных в базовом пакете комплекса, имеется большое количество пакетов расширения MATLAB для выполнения расчетов специалистами, работающими в самых разных областях науки и техники.

Одной из наиболее привлекательных особенностей комплекса MATLAB является наличие в нем эффективного и наглядного средства составления программных моделей – пакета визуального программирования Simulink. Указанный пакет представляет собой графическую надстройку, включающую графический редактор и средства связи со средой базового пакета MATLAB, что позволяет проводить непосредственно в среде Simulink моделирование, анализ, оптимизацию и другие исследования.

При работе в среде Simulink информация об исследуемом объекте формируется путем сборки на рабочем поле экрана дисплея схемы объекта и задания параметров входящих в схему блоков (модулей). В результате такой сборки получается модель объекта (S-модель), описание которой сохраняется в соответствующем файле. При построении S-модели используются блоки, которые хранятся в библиотеках Simulink. Это могут быть как стандартные блоки, созданные разработчиками пакета, так и блоки, разработанные в соответствии с определенными правилами пользователями пакета. S-модель может иметь иерархическую структуру, т.е. состоять из моделей более низкого уровня, причем число иерархических уровней практически не ограничено.

Ядром пакета Simulink является библиотека с одноименным названием. Эта библиотека состоит из ряда разделов с блоками. Раздел Sinks (Приемники) содержит блоки, которые позволяют визуализировать получаемые при моделировании результаты и контролировать правильность работы того или иного блока и моделируемого объекта в целом.

Раздел Sources (Источники) содержит блоки, предназначенные для формирования сигналов, которые при моделировании обусловливают работу S-модели в целом или отдельных ее частей.

Раздел Continuous (Непрерывные элементы) содержит блоки общего назначения (интегратор, дифференциатор), блоки задержки сигнала, блоки линейных стационарных звеньев.

В раздел Discrete (Дискретные элементы) входят блоки, с помощью которых в модели может быть описано поведение дискретных систем.

В разделе Math Operations (Математические операции) содержатся блоки, которые реализуют некоторые встроенные математические функции пакета MATLAB.

В разделе Discontinuities (Разрывные элементы) расположены блоки, которые реализуют некоторые типовые нелинейные (кусочно-линейные) зависимости выходной величины от входной.

Большинство блоков раздела Ports & Subsystems (Порты и подсистемы) предназначены для разработки сложных S-моделей, содержащих модели более низкого уровня (подсистемы), и обеспечивают установление необходимых связей между несколькими S-моделями.

Имеется раздел User Defined Functions (Пользовательские функции), содержащий блоки, назначение которых определяет пользователь. На их основе пользователь может создавать собственные блоки, выполняющие необходимые ему функции.

Новым компонентом программного комплекса MATLAB & Simulink является программа Simscape. Эта программа работает в среде пакета Simulink и может взаимодействовать со всеми программами пакетов Simulink и MATLAB. Программа Simscape является базовой для таких продуктов серии физического моделирования, как библиотеки: SimHydraulics, SimDriveline, SimMechanics, – содержащие блоки (модули), предназначенные для имитационного моделирования соответственно гидравлических систем, силовых передач и механических систем, а также библиотека Foundation Library, содержащая разделы с блоками, соответствующими базовым компонентам гидравлических, механических и электрических систем, и раздел с блоками, представляющими собой источники физических сигналов. Серия продукции физического моделирования также содержит библиотеку SimPowerSystem для моделирования энергосистем (<http://www.mathworks.com/products/simscape/description1.html>).

В отличие от блоков библиотеки Simulink, входные и выходные величины которых рассматриваются как безразмерные сигналы, входные и выходные величины блоков библиотек, созданных на базе программы Simscape, изначально считаются размерными, и программа Simscape осуществляет необходимые преобразования единиц измерения физических величин при проведении исследования физических объектов.

Для каждого из блоков, входящих в состав вышеупомянутых библиотек, имеется подробное описание, дающее представление о математической модели, реализованной в блоке, и о параметрах, которое необходимо задать при использовании блока.

6.4. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МОДЕЛИРОВАНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БИБЛИОТЕКИ SIMHYDRAULICS

Библиотека SimHydraulics программного комплекса MATLAB & Simulink (<http://www.mathworks.com/products/simhydraulics/description1.html>) содержит несколько разделов, в которые входят блоки, реализующие математические модели гидроаккумуляторов, гидроцилиндров, местных гидравлических сопротивлений, гидролиний, насосов, гидромоторов, гидроаппаратов. В раздел с блоками гидроаппаратов входят блоки, соответствующие дискретным и пропорциональным электромагнитам.

Если математическая модель того или иного устройства, реализованная в соответствующем блоке, не устраивает пользователя или вообще не реализована ни в одном из блоков, входящих в состав библиотеки SimHydraulics, то в большинстве случаев она

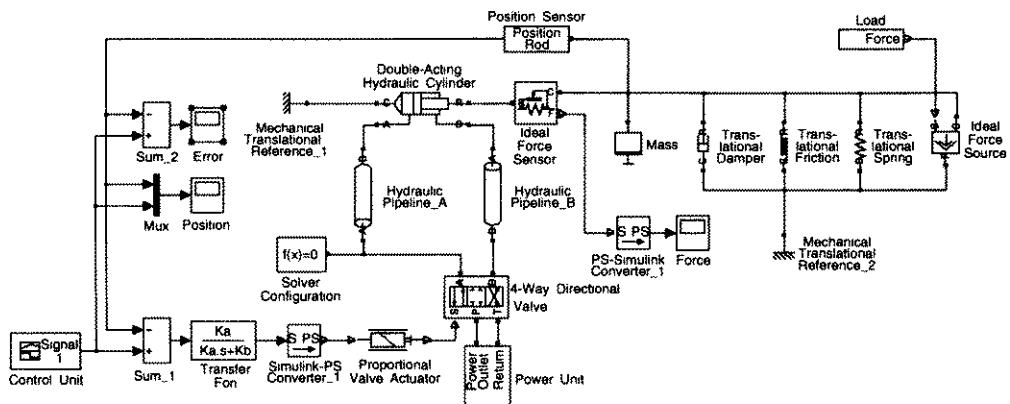


Рис. 6.4.1. Схема S-модели регулируемого гидропривода поступательного движения с обратной связью по положению выходного звена

может быть создана на основе блоков, входящих в состав библиотеки Foundation Library (см. п. 6.3).

При построении моделей физических систем (гидравлических, механических, электрических и комбинированных) неизбежно использование блоков, входящих в состав библиотеки Simulink (по крайней мере, для формирования управляющих сигналов и визуализации результатов расчетов).

Блоки библиотеки SimHydraulics в общем случае имеют *два вида узлов*: энергетические и физических сигналов.

Существует *три типа энергетических узлов*: гидравлический, механический поступательный и механический вращательный, – каждый из которых характеризуется своими потоковой и разностной переменными (см. п. 6.2).

Каждый энергетический узел при построении модели можно соединять только с энергетическими узлами того же типа, а каждый узел физического сигнала – только с другими узлами физических сигналов того же типа.

Узлы физических сигналов можно подсоединять к узлам блоков библиотеки Simulink только посредством специальных блоков преобразования: Simulink-PS Converte и PS-Simulink Converte, – которые входят в состав библиотеки Utilities серии продуктов физического моделирования. При этом блок Simulink-PS Converte используется для подсоединения выходного узла блоков библиотеки Simulink к входному узлу физических сигналов, а блок PS-Simulink Converte – для подсоединения выходного узла физического сигнала к входному узлу блоков библиотеки Simulink. Блоки преобразования служат также для присвоения единиц измерения входным (управляющим) сигналам и указания необходимых единиц измерения выходных величин.

По умолчанию для измерения входных и выходных физических сигналов используется система единиц СИ (при этом в диалоговом окне блоков Simulink-PS Converte и PS-Simulink Converte в поле Unit вместо единицы измерения стоит 1). При использовании единицы измерения физического сигнала, отличной от принятой в системе СИ, название единицы измерения или математическое выражение, определяющее последнюю, вводится пользователем в соответствующее поле. Единица измерения сигнала, указанная в диалоговом окне блока Simulink-PS Converte, должна соответствовать типу узла

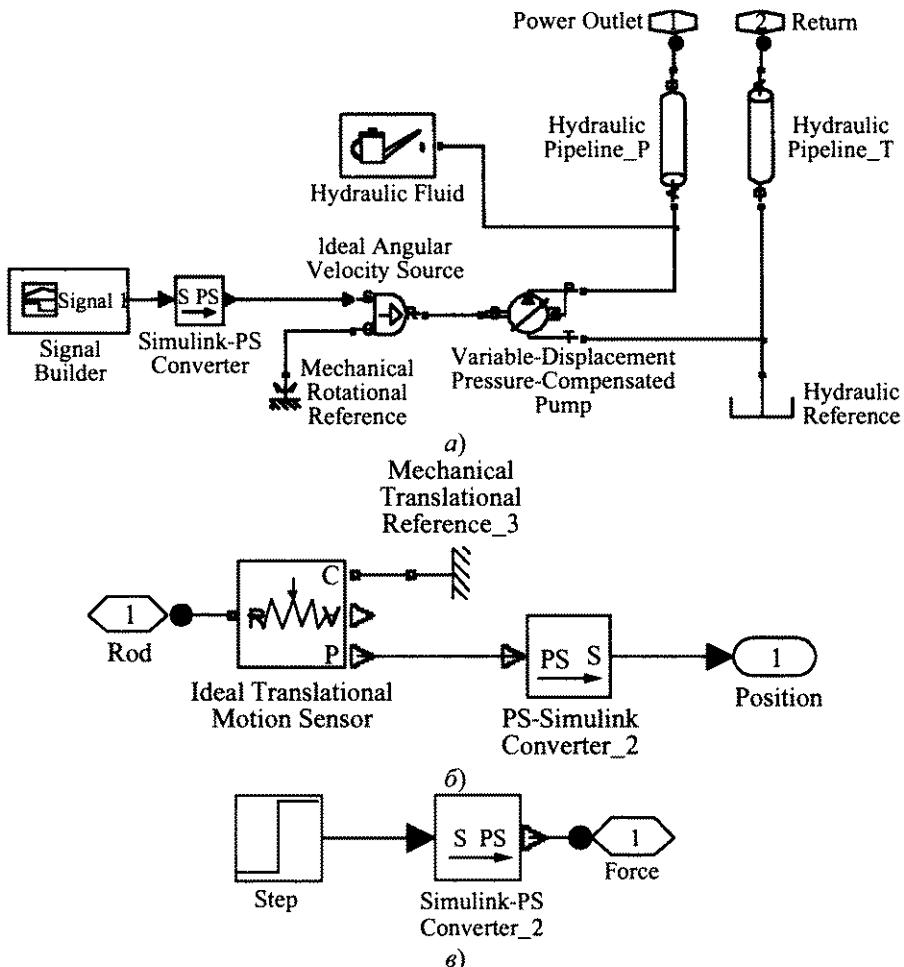


Рис. 6.4.2. Блок-схемы: источника потока рабочей жидкости «Power Unit» (а), датчика положения «Position Sensor» (б) и источника сила «Load» (с), изменяющегося в функции времени

физического сигнала, присоединенного к выходному звену указанного блока, а единица измерения сигнала, указанная в диалоговом окне блока PS-Simulink Conventer, должна соответствовать типу узла физического сигнала, присоединенного к входному звену этого блока.

Диалоговые окна подавляющего большинства блоков библиотеки SimHydraulics рядом с полем для введения числового значения соответствующего параметра имеют вертикальное меню для выбора единицы измерения этого параметра.

Параметры рабочей жидкости, используемой в подлежащей исследованию гидросистеме, фигурируют в уравнениях, описывающих работу большинства блоков, соответствующих гидравлическим устройствам. Это, в первую очередь, такие параметры, как плотность, кинематический коэффициент вязкости, модуль объемной упругости жидкости, относительное содержание в ней нерастворенного газа.

Для задания параметров рабочей жидкости к каждому топологически обособленному гидравлическому контуру на схеме моделирования объекта должен быть корректно подсоединен один из блоков Hydraulic Fluid и Custom Hydraulic Fluid.

Блок Custom Hydraulic Fluid находится в разделе Hydraulic (подраздел Hydraulic Utilities) библиотеки Foundation Library и позволяет непосредственно через диалоговое окно вводить вышеперечисленные параметры рабочей жидкости.

Блок Hydraulic Fluid находится в разделе Hydraulic Utilities библиотеки SimHydraulics и позволяет через свое диалоговое окно выбрать марку рабочей жидкости из числа тех, информация о свойствах которых внесена в базу данных, а также задать температуру жидкости и относительное содержание в ней нерастворенного газа. Значения плотности, кинематического коэффициента вязкости и модуля объемной упругости жидкости при этом устанавливаются автоматически и в качестве справочной информации отображаются в соответствующих полях диалогового окна.

К каждому топологически обособленному физическому контуру на схеме моделирования объекта должен быть корректно подсоединен блок Solver Configuration из библиотеки Utilities.

В качестве примера на рис. 6.4.1 приведена схема насосного гидропривода поступательного движения с машинно-дроссельным управлением, охваченного обратной связью по положению выходного звена (штока гидроцилиндра двухстороннего действия). Схема сформирована с использованием блоков, входящих в состав библиотек Simulink, SimHydraulics, Foundation Library и Utilities. Выходное звено гидропривода нагружено инерционной и позиционной нагрузками, силами вязкого и сухого трения, а также силой, изменяющейся в функции времени. При этом источник потока рабочей жидкости "Power Unit", датчик положения "Position Sensor" штока гидроцилиндра и источник "Load" силы, изменяющейся в функции времени, оформлены в виде S-моделей более низкого уровня, т.е. подсистем (рис. 6.4.2).

Управляющий сигнал, определяющий заданное положение выходного звена гидропривода (штока гидроцилиндра), формируется посредством блока с именем "Control Unit" (см. рис. 6.4.1) типа Signal Builder. Угловая скорость вращения вала регулируемого насоса, оснащенного регулятором давления, изменяется в функции времени по закону, задаваемому с помощью блока "Signal Builder" (см. рис. 6.4.2, а). Характер изменения составляющей нагрузки на выходном звене гидропривода, являющейся функцией только времени, устанавливается посредством блока "Step" (см. рис. 6.4.2, б).

Для визуализации характера изменения управляющего сигнала и переходных процессов по положению выходного звена гидропривода, изменению развиваемой на нем силы и погрешности в отработке управляющего сигнала в рассматриваемой S-модели использованы три блока Scope из раздела Sinks библиотеки Simulink: "Position", "Force", "Error".

Рассмотренный пример является одним из многих, представленных в разделе SimHydraulics Demos программного комплекса MATLAB & Simulink.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Техника, 1977. 320 с.
2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.
3. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1969. 495 с.
4. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. М.: Машиностроение, 1977. 325 с.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
7. Гайдо М.Е. Теория и проектирование гидроприводов: Учебное пособие. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998. 255 с.
8. Ковалевский В.Ф. Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидропривода горных машин. М.: Недра, 1972. 224 с.
9. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.
10. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н.Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
11. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М.: Энергия, 1977. 343 с.
12. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
13. Норенков И.П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем: Учебное пособие. М.: Высшая школа, 1980. 311 с.
14. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
15. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник: 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2004. 512 с. (Библиотека конструктора).
16. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. М.: Машиностроение, 1984. 176 с.
17. Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Наука, 1978. 254 с.

Производственно-техническое издание

Библиотека конструктора

Гайдо Максим Ефимович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Редактор *Е.Д. Макаренко*

Художественный редактор *Т.Н. Галицына*

Технический редактор *Г.Ю. Корабельникова*

Корректор *М.Я. Барская*

Подписано в печать 12.01.2009 г.

Формат 70×100 $\frac{1}{16}$. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 24,7. Уч.-изд. л. 23,8.

Тираж 1000 экз. Заказ 143

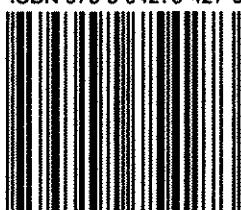
ООО "Издательство Машиностроение"

107076, Москва, Стромынский пер., 4

www.mashin.ru

Отпечатано в ГУП ППП "Типография "Наука" РАН,
121099, Москва, Шубинский пер., 6

ISBN 978-5-94275-427-3



9 785942 754273

Внимание!

В издательстве «Машиностроение» Вы можете приобрести следующие книги из серии «Библиотека конструктора»:

Бушуев В.В.

Практика конструирования машин: справочник. 2006. 448 с., тв. пер., 70x100 1/16. Цена 550 руб.

Леликов О.П.

Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: справочник. 2006. 640 с., тв. пер., 70x100 1/16. Цена 440 руб.

Мельник В.А.

Торцовые уплотнения валов: справочник. 2008. 320 с., тв. пер., 70x100 1/16. Цена 484 руб.

Свешников В.К.

Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., испр. и доп. 2008. 640 с., тв. пер., 70x100 1/16. Цена 770 руб.

Справочник конструктора-инструментальщика: 2-е изд., испр. и доп. В.И. Баранчиков, Г.В. Боровский и др. Под общ. ред. В.А. Гречишникова, С.В. Кирсанова. 2006. 542 с., тв. пер., 70x100 1/16. Цена 495 руб.

Внимание!

Заявки на все книги издательства «Машиностроение» присылайте по адресу:
107076, Москва, Строгинский пер., д.4

E-mail: realiz@mashin.ru
Факс: (499) 269-48-97
Тел.: (499) 269-69-00
(499) 269-52-98

В заявке обязательно указывайте свой почтовый адрес!

Подробная информация о книгах и журналах издательства на сайте
www.mashin.ru