

ляемых колес при неработающем двигателе осуществляется за счет сил, прикладываемых к рулевому колесу.

Гидротрансмиссии выполняют несколько функций: передачу энергии, необходимой для движения самоходной машины при неизменной частоте вращения вала двигателя внутреннего сгорания; динамическое торможение самоходной машины, достигаемое уменьшением подачи насоса.

Бесступенчатое изменение скорости движения самоходной машины позволяет полностью использовать мощность двигателя и выполнять технологический процесс на оптимальных режимах. Управление гидротрансмиссией осуществляется, как правило, одной рукояткой или педалью, что значительно снижает психофизическую нагрузку на механизатора и все вместе позволяет значительно повысить производительность самоходных машин в сравнении с прицепными.

## **Глава 2. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД**

### **2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ, ТИПОВЫЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ**

**Классификация и типовые схемы.** Под объемным понимается такой гидропривод, основа которого — объемная гидropередача. Как уже было сказано, объемная гидropередача определяется как гидравлическая передача, составленная из объемного насоса, объемного гидродвигателя, регулирующей, распределительной и предохранительной аппаратуры и магистральной линии.

Объемные гидроприводы классифицируются по следующим признакам: по характеру движения выходного звена — поступательные, поворотные и вращательного движения; по источнику подачи рабочей среды — насосные, аккумуляторные и магистральные; по циркуляции рабочей среды — с разомкнутым и замкнутым потоком; по наличию управления и типу управляющего устройства — с дроссельным, машинным, с машинно-дроссельными типами управления, с управлением противодавлением, с управлением приводящим двигателем или без управления.

По задаче управления гидроприводы с автоматическим управлением классифицируются на стабилизирующие, программные и следящие.

В гидроприводах поступательного движения объемный гидродвигатель — это гидроцилиндр, в гидроприводах поворотного движения — поворотный гидродвигатель, а в гидроприводах вращательного движения — соответственно гидромотор.

По источнику подачи рабочей среды наибольшее применение в технике получили насосные гидроприводы, в которых рабочая

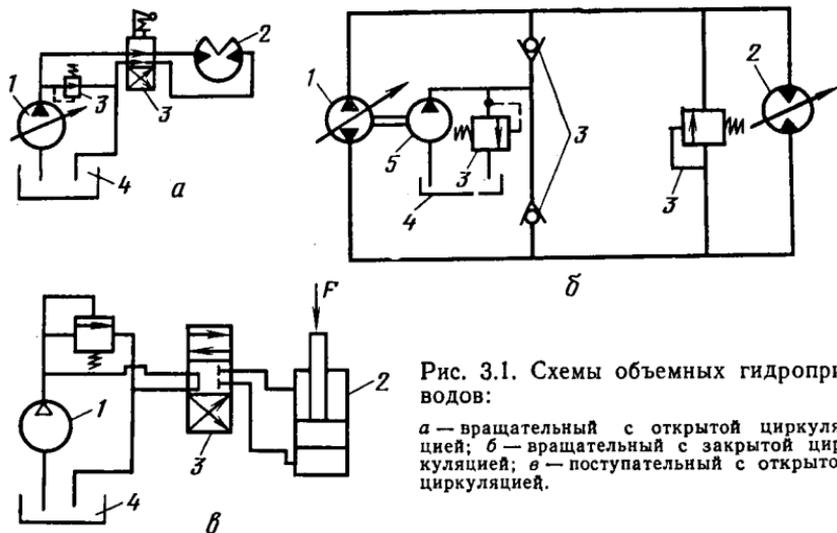


Рис. 3.1. Схемы объемных гидроприводов:

*а* — вращательный с открытой циркуляцией; *б* — вращательный с закрытой циркуляцией; *в* — поступательный с открытой циркуляцией.

жидкость от насоса поступает в гидродвигатель. В других типах гидроприводов рабочая жидкость в гидродвигатель поступает либо от пневмогидроаккумулятора — аккумуляторный гидропривод, либо от общей, питающей несколько гидроприводов магистрали — магистральный гидропривод.

Насосный гидропривод, в котором рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает в гидробак, называется *гидроприводом с разомкнутым потоком*. В *гидроприводе с замкнутым потоком* рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает непосредственно на вход насоса.

Гидропривод с разомкнутым потоком обычно используется при небольшой частоте вращения или скорости перемещения рабочего органа, а также при нереверсивной его работе.

Там, где требуется обеспечить реверсивный характер работы и управление параметрами выходного звена, как правило, применяют гидропривод с замкнутым потоком. При этом внутренние утечки рабочей жидкости в элементах гидропривода компенсируются специальным дополнительным насосом.

Объемный гидропривод с изменяющимися параметрами движения выходного звена называется *управляемым гидроприводом*, и, наоборот, если в объемном гидроприводе параметры движения, в частности скорость, не изменяются, то такой гидропривод принято считать *неуправляемым*.

Типовые схемы объемных гидроприводов приведены на рисунке 3.1.

**Принцип действия и основные параметры.** Из известных в

гидравлике трех видов механической энергии жидкости: удельная энергия положения  $Z$ , удельная энергия давления  $p/\rho$ , а также кинетическая энергия  $(u^2/2g)$ —в объемных гидроприводах используется удельная энергия давления, которая с помощью объемных гидродвигателей преобразовывается в механическую работу.

Принцип действия объемного гидропривода основан на законе Паскаля и высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости.

На этом принципе основана работа многих гидроприводов различных машин. Движение от одного подвижного звена к другому передается замкнутым между ними объемом жидкости, давление которой зависит от величины внешней нагрузки, поэтому все гидравлические передачи этого типа называются гидрообъемными, или гидростатическими. Второе название указывает на то, что в этих передачах используют так называемый статический напор жидкости, подобно тому, как это происходит, например, в водонапорной башне.

Основные силовые и скоростные параметры объемных гидроприводов — это давление и расход рабочей жидкости, а также мощность гидропривода, которые рассчитываются по формулам, приведенным в параграфе 2.2.

## 2.2. РЕГУЛИРУЕМЫЙ ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Управляемые гидроприводы подразделяются: по конструкции регулирующего устройства — с дроссельным, объемным машинным и объемно-дроссельным регулированием; по способу автоматизации регулирования — с автоматическим и ручным регулированием; по задачам регулирования — стабилизирующие, программные и следящие.

В гидроприводах с дроссельным регулированием скорости движения выходных звеньев гидродвигателей изменяются с помощью регулирующих гидроагрегатов, а в гидроприводах с объемным регулированием — с помощью регулируемых гидромашин.

В стабилизирующем гидроприводе скорость движения выходного звена гидродвигателя поддерживается постоянной, в программном гидроприводе — изменяется по заданной программе, а в следящем гидроприводе — изменяется по определенному закону в зависимости от заданного воздействия, величина которого заранее неизвестна.

В сельскохозяйственных машинах наибольшее применение находят гидроприводы с дроссельным регулированием, а в самоходных машинах с гидротрансмиссией применяются гидропередачи с объемным регулированием.

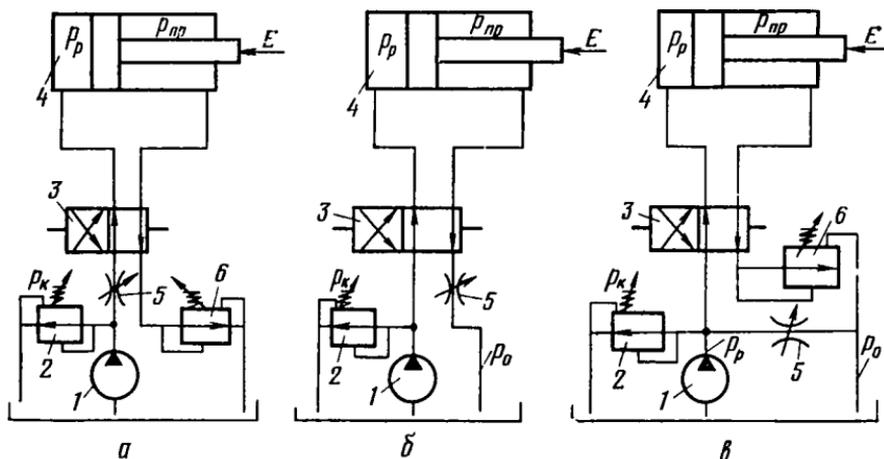


Рис. 3.2. Схемы гидроприводов с различными способами дроссельного регулирования:

*а* — на входе; *б* — на выходе; *в* — в ответвлениях.

Дроссельный способ регулирования скорости ввиду больших потерь мощности менее эффективен, особенно при эксплуатации гидроприводов большой мощности. Однако гидравлические схемы с дроссельным регулированием проще и дешевле.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют преимущественно нерегулируемые насосы, гидросхемы выполняются с разомкнутой циркуляцией. Характерно для этого способа неравенство

$$Q_n > Q_d, \quad (3.1)$$

т. е. подача насоса  $Q_n$  больше, чем расход рабочей жидкости  $Q_d$  через гидродвигатели и часть рабочей жидкости постоянно отводится в бак, не выполнив никакой полезной работы.

При дроссельном регулировании в мобильных машинах используют три способа установки дросселя в гидроприводах: на входе, выходе и в ответвлениях.

В гидроприводе (см. рис. 3.2, *а*) между насосом *1* и распределителем *3* установлен дроссель *5*, от настройки которого зависит скорость поршня гидроцилиндра *4*. Если сохранено условие (3.1), то избыток жидкости отводится через напорный золотник *2*, а перед дросселем *5* удерживается постоянное давление, соответствующее настройке золотника *2*. Для стабилизации сил трения в сливной магистрали установлен напорный клапан *6* или демпфер, создающий противодействие ( $p_{np}$ ) в нерабочей полости гидроцилиндра обычно 0,2... 0,3 МПа.

Давление в левой полости гидроцилиндра ( $p_p$ ) пропорционально полезной нагрузке ( $F$ ), поэтому при ее изменении меняется и давление ( $p_p$ ), т. е. с некоторым приближением можно считать, что давление после дросселя ( $p_p$ ) и перепад давления ( $\Delta p_d$ ) на дросселе переменны, следовательно, с изменением полезной нагрузки,  $\Delta p_d$  в дросселе и расход жидкости через дроссель будут также изменяться.

В гидроприводе (рис. 3.2, б) дроссель 5 подключен к сливной магистрали после распределителя 3. Скорость поршня в данном случае определяется объемом жидкости, который вытесняется из штоковой полости гидроцилиндра через дроссель 5 в бак. Перепад давления на дросселе 5 в этой схеме также будет переменным, так как  $\Delta p_d = p_p - p_0$ , а величина  $p_p$  зависит от рабочей нагрузки. Давление  $p_0$  за дросселем практически величина постоянная, а следовательно, переменными будут расход жидкости через дроссель и скорость поршня.

В гидроприводе, схема которого приведена на рисунке 3.2, в, поток жидкости от насоса разделяется на два потока: к гидроцилиндру 4 и к дросселю 5. Скорость поршня здесь будет также зависеть от настройки дросселя 5: при закрытом дросселе 5 она максимальна, при открытом — будет уменьшаться. Если при открытом дросселе 5 сопротивление его меньше, чем на магистрали гидроцилиндра 4, то вся жидкость будет отводиться через дроссель 5 и поршень остановится. Золотник 2 в этой схеме включается в работу эпизодически, в момент перегрузок, выполняя таким образом функцию предохранительного устройства, т. е. данная схема имеет более высокий КПД.

В этой схеме, как и в рассмотренных выше,  $\Delta p_d = p_p - p_0$  — величина переменная, так как  $p_p$  зависит от нагрузки.

Из анализа работы гидроприводов с дроссельным способом регулирования скорости следует, что, независимо от места расположения дросселя, не обеспечивается постоянство скорости поршня при неизменной настройке дросселя, если нагрузка в процессе работы изменяется.

Для стабилизации скорости поршня (вала гидромотора) в гидроприводах применяются дроссели с регулятором, который поддерживает перепад давления на дросселе на постоянном уровне.

Для любого дросселя расход определяется по формуле

$$Q_{др} = \mu f_d \Delta p_d^m \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (3.2)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода (безразмерная величина);  $f_d$  — площадь отверстия,  $m^2$ ;  $m$  — показатель степени, зависящий от конструкции дросселя;  $m = 0,5 \dots 1$ ;  $\gamma$  — удельный вес жидкости;  $g$  — ускорение силы тяжести,  $m^2/c$ .

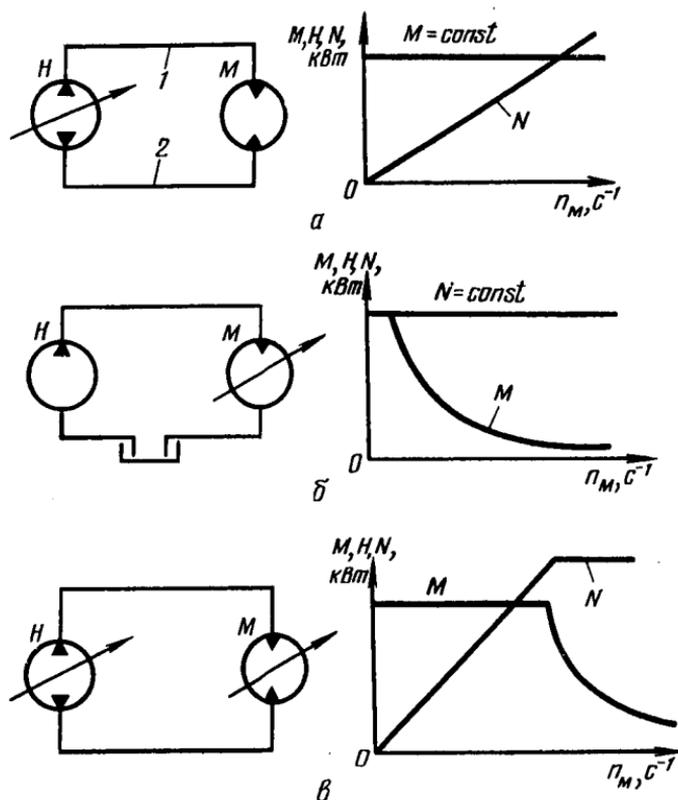


Рис. 3.3. Схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием и их характеристики:

а — с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором; б — с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом; в — с регулируемым насосом и гидромотором.

На рисунке 3.3 приведены простейшие схемы гидроприводов вращательного движения с объемным регулированием. Теоретическую расчетную частоту вращения вала гидромотора в рассматриваемых приводах определяют из условий равенства подачи насоса и расхода жидкости гидромотора:  $Q_H = Q_M$ .

Регулировать частоту вращения гидромотора в гидроприводах с объемным регулированием можно тремя способами: изменяя рабочий объем насоса; изменяя рабочий объем гидромотора; одновременно изменяя рабочие объемы и насоса, и гидромотора. Первый способ применяют в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движения, второй и третий — только в гидроприводах вращательного движения.

Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором наиболее распространен. Частоту вращения гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а изменение направления вращения вала гидромотора осуществляют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, создаваемого насосом. При этом вначале подачу насоса уменьшают до нуля, а затем увеличивают, но в противоположном направлении.

В результате функции гидролиний меняются: линия 2 становится напорной, а линия 1 — сливной.

На рисунке 3.3, а показаны характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий:

$$n_n = \text{const}; \quad V_{\text{ом}} = \text{const}; \quad \Delta p = \text{const}.$$

Основные параметры гидропривода определяют по следующим формулам:

$$n_m = n_n \frac{V_{\text{он}}}{V_{\text{ом}}}; \quad (3.3)$$

$$N_n = N_m = Q_n \Delta p \neq \text{const}; \quad (3.4)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{\text{ом}} \Delta p = \text{const}. \quad (3.5)$$

Следовательно, частота вращения гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объему насоса, а крутящий момент гидромотора (без учета потерь) — постоянный.

На рисунке 3.3, б приведены характеристики гидропривода с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом с учетом следующих условий:

$$n_n = \text{const}; \quad V_{\text{он}} = \text{const}; \quad \Delta p = \text{const}.$$

Тогда

$$N_m = Q_n \Delta p = \text{const}; \quad (3.6)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} V_{\text{ом}} \Delta p \neq \text{const}. \quad (3.7)$$

Частота вращения гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально рабочему объему гидромотора. Например, чтобы увеличить частоту вращения гидромотора, необходимо уменьшить его рабочий объем, при этом уменьшается его крутящий момент. Теоретическая мощность привода (без учета потерь) в данном гидроприводе — постоянна. К недостаткам гидропривода с регулируемым гидромотором следует отнести сложность управления гидромоторами в случае их значительного удаления от оператора и ограничения мини-

мального рабочего объема, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения самоторможения.

Для гидроприводов с регулируемым насосом и гидромотором (рис. 3.3, в) характерен большой диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики  $M=f(n_m)$  дает возможность использовать этот гидропривод в транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с моментом  $M_{\max}$  при очень малой скорости  $n_m \approx 0$ . По мере разгона момент должен снижаться, а частота вращения увеличиваться. Это достигается уменьшением (регулированием) рабочего объема гидромотора. Применение регулируемого насоса увеличивает диапазон регулирования привода, но из-за сложности двойного регулирования такой гидропривод пока не нашел широкого применения.

Одно из преимуществ гидроприводов с объемным регулированием — уменьшение гидравлических потерь. Поскольку гидравлические потери в таких гидроприводах (по сравнению с дроссельным регулированием) меньше из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости, то КПД их сравнительно высок ( $\eta=0,75 \dots 0,95$ ). В гидроприводах с объемным регулированием обеспечиваются более плавное реверсирование и торможение гидродвигателей по сравнению с распределением рабочей жидкости с помощью гидрораспределителей. Благодаря перечисленным преимуществам рассмотренный способ объемного регулирования применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 3 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность системы автоматического изменения рабочих объемов регулируемых насосов и гидромоторов.

*Следящий гидропривод* — это управляемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия на звено управления.

*Выходное звено* — это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромотора, а *звено управления* — устройство, на которое подается управляющий сигнал.

В большинстве случаев при использовании следящего гидропривода к функциям слежения добавляются также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий гидропривод часто называют *гидроусилителем*.

Следящий гидропривод применяют в тех случаях, когда непосредственное ручное управление той или иной машиной для человека непосильно.

К основным преимуществам этих систем относятся малые габариты и масса, а также высокое быстродействие, обусловлен-

ное малой инерцией подвижных частей и высокой силовой напряженностью, бесступенчатость регулирования скорости движения на выходе, возможность осуществления высокой степени редукции, а также плавность и устойчивость движения, простота предохранения от перегрузок, исключение автоколебаний и др.

Гидроусилители применяются в системах автоматического и ручного управления различных машин, в которых требуется уменьшить нагрузку на управляющий сигнал.

Степень удаления выходной мощности гидроусилителей в сравнении с мощностью входа практически неограниченна, а мощность входного сигнала может быть уменьшена до незначительной величины.

### **2.3. ДИАГНОСТИКА ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ**

Существующие методы диагностики объемных гидроприводов основаны на измерении параметров установившегося дросселируемого потока рабочей жидкости (давления и расхода) и параметров движения, нагруженного внешним нормированным усилием исполнительного органа (линейных, угловых перемещений и времени). Иногда измерение указанных параметров заменяется измерениями утечек, гидравлической плотности, температуры, вибраций и др.

Для гидроприводов навесного оборудования тракторов и гидроприводов сельскохозяйственных машин независимо от метода диагностики должны оцениваться следующие обязательные параметры: расход и давление в нагнетательной магистрали и гидравлическая плотность объема, ограниченного золотником распределителя и рабочей полостью гидроцилиндра. Кроме указанных, должны оцениваться параметры углубленного контроля: давление срабатывания предохранительного клапана, засоренность фильтра и др. Квалифицированное определение состояния гидропривода и качественное техническое обслуживание значительно повышают срок его службы.

Все неисправности необходимо определять без разборки. Частая разборка нарушает герметичность соединений, взаимное расположение и приработку сопряженных деталей.

Основные причины неисправностей гидроприводов — нарушение правил эксплуатации, износ деталей, нарушение регулировок, неправильная сборка гидроагрегатов, старение резиновых уплотнений, ослабление креплений и т. д.

Анализ неисправностей свидетельствует, что любая из них возникает вследствие многих причин. Выявление причин неисправностей в процессе диагностики производят методом последовательного исключения сначала более простых, а затем более сложных.

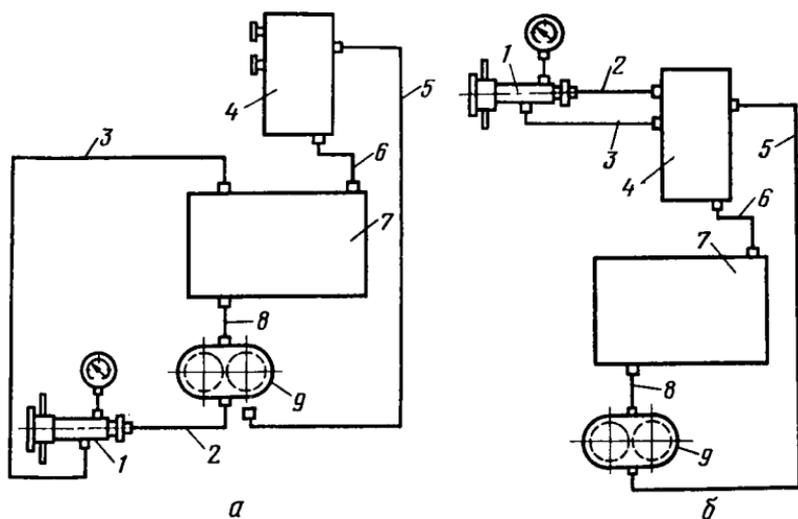


Рис. 3.4. Схема включения прибора КИ-1097Б при диагностике:

*а* — насоса; *б* — гидрораспределителя;  
*1* — прибор КИ-1097Б; *2* и *3* — напорный и сливной шланги прибора; *4* — гидрораспределитель; *5* и *6* — напорная и сливная магистрали гидросистемы; *7* — гидробак; *8* — всасывающая магистраль; *9* — насос.

При диагностике гидросистемы тракторов определяют общее состояние ее агрегатов и узлов. После прогревания масла до температуры  $50 \dots 55^\circ\text{C}$  золотник гидрораспределителя устанавливают в положение «Подъем» и придерживают его в этом положении  $15 \dots 20$  с. При этом проверяют наличие подтекания масла в гидроцилиндре, маслопроводах, возле сферических соединений рычагов управления гидрораспределителя и в других местах. При оценке общего состояния гидросистемы используют следующие параметры: стабильность давления, создаваемого насосом; время подъема и опускания навесной машины, усадку поршня силового гидроцилиндра под весом рабочего орудия, разность усадок поршня с гидрораспределителем и при его отключении.

Приведенные параметры технического состояния гидросистемы проверяют только лишь при помощи линейки и секундомера.

Работу гидросистемы проверяют путем определения времени опускания рабочего орудия при работе двигателя под максимальной нагрузкой. Среднее время подъема не должно превышать  $4 \dots 5$  с, а опускания  $2 \dots 3$  с.

При диагностике насосов в эксплуатационных условиях определяют их подачу при номинальном давлении с помощью серийно выпускаемого дросселя-расходомера КИ-1097Б. Дроссель-расходомер соединяют с напорной магистралью. Сливной маслопровод опускают в горловину бака гидросистемы (см. рис. 3.4, *а*).

Измерение расхода производят при номинальных оборотах коленчатого вала двигателя.

Опыт эксплуатации гидрораспределителей показывает, что у них наблюдаются большие внутренние утечки. Даже в новых гидрораспределителях типа Р80 и Р160 объемные потери могут достигать 16% от фактической подачи насоса.

Величина объемных потерь в гидрораспределителях зависит от правильной регулировки клапанов автоматики и предохранительного клапана, а также от случайных факторов, например попадания частиц загрязнений под запорные органы клапанов.

Техническое состояние гидрораспределителя определяют по суммарным утечкам, т. е. как разность расходов в напорной магистрали до и после гидрораспределителя. С этой целью прибор КИ-1097Б подсоединяют к гидросистеме по схеме, приведенной на рисунке 3.4, б. При исправном гидрораспределителе разность указанных расходов не должна превышать 5 л/мин.

Этим же прибором проверяют давление срабатывания клапанов автоматического управления золотников и давление настройки предохранительного клапана. В этом случае дроссель-расходомер выполняет роль нагрузочного устройства и подсоединяется параллельно к одному из гидроцилиндров.

#### 2.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

**Общие сведения.** К выбору параметров и расчету гидропривода машины можно приступать при наличии:

технической характеристики и схемы машины, соответствующим звеном которой должен быть гидропривод;

четкого представления о назначении гидропривода и требованиях, предъявляемых к нему;

выходных параметров гидропривода — усилия на штоке гидроцилиндра и скорости движения исполнительного механизма с поступательным движением, крутящего момента и частоты вращения выходного вала исполнительного механизма с вращательным движением;

принципиальной схемы гидропривода.

На первом этапе проводятся оценка мощности и выбор типа гидропривода.

Оценка необходимой мощности насосного агрегата производится по формуле

$$N_n = N / \eta, \quad (3.8)$$

где  $N_n$  — мощность насосной станции, кВт;  $N$  — мощность для привода рабочих органов, кВт;  $N = 10^{-3} Q_r \cdot p$ , кВт;  $Q_r$  — расход гидродвигателя, м<sup>3</sup>/с;  $p$  — давление жидкости, Па;  $\eta$  — КПД гидропривода;  $\eta \approx 0,6...0,8$ .

Полученное значение мощности сравнивается с номинальным значением мощности гидропривода трактора, автомобиля, шасси, с которым агрегируется создаваемая машина.

Если требуемая мощность превышает мощность гидропривода энергетического средства, то принимается технико-экономически обоснованное решение о создании автономной насосной станции.

**Выбор гидроцилиндров** при проектировании гидросистем осуществляется по соответствующим каталогам или отраслевым стандартам. При выборе типа и марки гидроцилиндра прежде всего необходимо рассчитать его основные конструктивные параметры, в частности внутренний диаметр цилиндра  $D$  и диаметр штока  $d$ .

Внутренний диаметр цилиндра определяется в зависимости от значения и направления действующей нагрузки.

Уравнение равновесия сил, действующих на поршень, представим в виде

$$p_1 F_1 - p_2 F_2 - P_\phi = 0, \quad (3.9)$$

где  $p_1, p_2$  — давление в полостях цилиндра, соединенных соответственно с напорной и сливной гидролиниями, Па;  $F_1, F_2$  — площадь поршня со стороны соответственно напорной и сливной гидролиний, м<sup>2</sup>;  $P_\phi$  — фактическая нагрузка без учета инерционных сил, Н. С учетом механического КПД гидроцилиндра  $P_\phi = P/\eta_{\text{мех}}$ .

Для гидроцилиндра с односторонним штоком, работающим на сжатие при выталкивании поршня (см. рис. 3.5, а), диаметр определяется по формуле

$$D' = 35,7 \sqrt{P / [(p_1 - p_2 / \psi) \eta_{\text{мех}}]}, \quad (3.10)$$

где  $P$  — заданное рабочее усилие, кН;  $p_1, p_2$  — давление соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра, МПа;  $\psi = \frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{ш}}} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$  — отношение площадей поршня со стороны соответственно поршневой и штоковой полостей.

Если шток работает на растяжение при втягивании поршня, то штоковая полость соединена с напорной гидролинией, а поршневая — со сливной (см. рис. 3.5, б). Диаметр гидроцилиндра в этом случае

$$D' = 35,7 \sqrt{P / [(p_1 / \psi - p_2) \eta_{\text{мех}}]}. \quad (3.11)$$

Противодавление  $p_2$  определяется гидравлическими потерями, которые равны сумме потерь на линейных и местных сопротивлениях трубопроводов и гидроаппаратов, установленных на сливной гидролинии. При расчете предварительно примем  $p_1 = p_{\text{н}}$ ,  $p_2 = 0,3 \dots 0,5$  МПа, затем уточним принятое давление после выполнения гидравлического расчета.

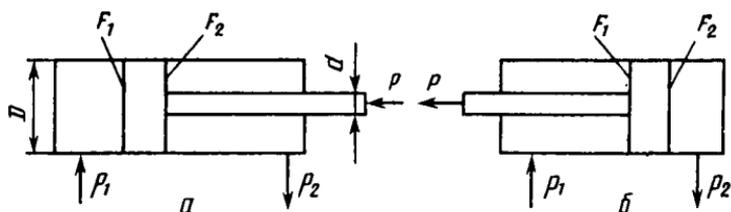


Рис. 3.5. Схемы к расчету по выбору гидроцилиндра:

*a* — шток работает на сжатие; *б* — шток работает на растяжение.

Коэффициент отношения площадей в зависимости от исполнения цилиндра может принимать значения:

с уменьшенным диаметром штока  $\psi = 1,25$ ;

с нормальным диаметром штока  $\psi = 1,33$ ;

с увеличенным диаметром штока  $\psi = 1,6$ .

Большие значения  $\psi$  принимают для гидроцилиндров с большим ходом. Если необходимо обеспечить одинаковую скорость при прямом и обратном ходе, то  $\psi = 2$  и гидроцилиндр подключают по дифференциальной схеме. Значение  $\psi$  можно также определить в зависимости от требуемого соотношения скоростей прямого и обратного  $v_{об}$  хода:

$$\psi = v_{п}/v_{об}. \quad (3.12)$$

Для гидроцилиндров с двусторонним штоком  $\psi = 1$ . Механический КПД гидроцилиндра зависит от вида применяемых уплотнений. Для гидроцилиндров с манжетными уплотнениями  $\eta_{мех} = 0,93 \dots 0,97$ , с резиновыми уплотнениями и металлическими кольцами  $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,97$ .

Расчетные диаметры гидроцилиндра и штока округляют до ближайшего по ГОСТ 12447—80, мм: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 (дополнительный ряд, мм: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710).

Диаметр штока  $d$  определяют из соотношения

$$d = D \sqrt{1 - 1/\psi}. \quad (3.13)$$

Диаметр отводящих отверстий

$$d_{п} = 4,6 \sqrt{Q/v_{ж}}, \quad (3.14)$$

где  $Q$  — подача жидкости через подводящее отверстие, л/мин;  $v_{ж}$  — средняя скорость жидкости, м/с;  $v_{ж} \approx 5$  м/с.

Полученное значение округляют до ближайшего по ГОСТ 8732—78 и ГОСТ 8734—75, мм: 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32.

Выбор гидромотора базируется на расчете основных его параметров.

Исходные данные для выбора гидромотора — крутящий момент  $M_{кр}$  и частота вращения выходного вала  $n$ . Если отношение  $M_{кр}/n > 10$ , гидромотор — высокомоментный, при  $M_{кр}/n < 10$  — низкомоментный. Гидромотор выбирают в соответствии с технической характеристикой по каталогам.

Основные параметры гидромотора определяют из системы уравнений:

$$M_{пр} = 0,159 (p_n - p_c) V_{ом} \eta_{мех}; \quad Q_m = \frac{V_{ом} \omega}{6280 \eta_{ом}}. \quad (3.15)$$

В условиях переходного режима

$$M_{пр} = M_{ст} \pm I \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.16)$$

где  $M_{пр}$  — момент, приведенный к валу гидромотора, Н·м;  $Q_m$  — фактический расход гидромотора, м<sup>3</sup>/с;  $M_{ст}$  — момент статической нагрузки на валу гидромотора, Н·м;  $p_n, p_c$  — давление соответственно в напорной и сливной полостях гидромотора, МПа;  $V_{ом}$  — рабочий объем гидромотора, м<sup>3</sup>;  $\eta_{мех}, \eta_{ом}$  — механический и объемный КПД гидромотора;  $\omega$  — угловая скорость вала гидромотора, с<sup>-1</sup>;  $d\omega/dt$  — угловое ускорение вала гидромотора, с<sup>-2</sup>;  $I$  — момент инерции движущихся масс, приведенных к валу гидромотора, Н/м<sup>2</sup>.

Используя систему уравнений, определяют оптимальное значение  $Q_r, p_n, p_c, V_{ом}$  для выбора гидромотора. При выборе типа гидромотора следует руководствоваться его технической характеристикой, габаритными и присоединительными размерами, а также учитывать особенности каждой конструкции, стоимость, пусковые свойства, срок службы.

Для получения малых частот вращения выходного вала рабочего органа и увеличения крутящего момента между гидромотором и рабочим органом, можно установить редуктор с передаточным отношением

$$i_p = M_{кр} / (M_n \eta_{м.р}), \quad (3.17)$$

где  $M_{кр}$  — крутящий момент на выходном валу рабочего органа, Н·м;  $M_n$  — номинальный момент гидромотора, Н·м;  $\eta_{м.р}$  — механический КПД редуктора.

Необходимая подача насоса и частота его вращения определяются из следующих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q_n &= \sum \frac{Q_i}{\eta_i} + Q_{ур}; \\ n_n &= \frac{Q_n}{V_{он} \eta_{он}}, \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

где  $Q_n$  — подача насоса, л/с;  $n_n$  — частота вращения насоса, с<sup>-1</sup>;  $\sum \frac{Q_i}{\eta_i}$  — сумма расходов одновременно работающих гидродвигателей с учетом их

объемного КПД,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $Q_{\text{уп}}$  — утечки в гидроаппаратуре,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $V_{\text{он}}$  — рабочий объем насоса,  $\text{м}^3$ ;  $\eta_{\text{он}}$  — объемный КПД насоса.

При выборе типа насоса, распределительной и контрольно-регулирующей аппаратуры следует руководствоваться их технической характеристикой, габаритными и присоединительными размерами.

Диаметр трубопроводов следует рассчитывать по участкам, имеющим одинаковый расход. Участок представляет собой трубопровод с установленными на нем местными сопротивлениями (тройники, штуцера, колена и т. д.) и гидроаппаратами.

Внутренний диаметр трубы

$$d_m = 4,6 \sqrt{Q/v}, \quad (3.19)$$

где  $Q$  — расход жидкости на рассчитываемом участке, л/мин;  $v$  — средняя скорость жидкости, м/с.

Полученное значение округляют до ближайшего по ГОСТ 8732—78 и ГОСТ 8734—75 (6, 8, 10, 12, 16, 20, 25 и 32 мм).

По принятому диаметру определяется действительная скорость жидкости, м/с:

$$v = 21Q/d_m. \quad (3.20)$$

Среднюю скорость жидкости выбирают в зависимости от назначения трубопровода:

для всасывающих	$v = 1,2$ м/с;
для сливных	$v = 2$ м/с;
для напорных при	$p = 5 \dots 6$ МПа $v = 3 \dots 4$ м/с;
» » при	$p = 6 \dots 10$ МПа $v = 5 \dots 6$ м/с.

Гидравлические потери в гидрولىниях слагаются из потерь на гидравлическое трение  $\Delta p_{\text{т}}$ , потерь в местных сопротивлениях  $\Delta p_{\text{м}}$  и потерь в гидроаппаратах  $\Delta p_{\text{г}}$ .

Потери давления на трение

$$\Delta p_{\text{т}} = (0,5 \lambda l \rho v^2)/d, \quad (3.21)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения;  $l$  — длина участка, м;  $\rho$  — плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $v$  — средняя скорость жидкости, м/с;  $d$  — диаметр трубы или шланга, м.

Коэффициент трения  $\lambda$  зависит от режима течения жидкости и определяется по числу Рейнольдса

$$Re = vd/\nu. \quad (3.22)$$

При ламинарном течении жидкости ( $Re < 2300$ )

$$\lambda = 75/Re. \quad (3.23)$$

При турбулентном течении ( $Re \geq 2300$ ) коэффициент трения  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости стенок канала. Стальные трубы имеют шероховатость  $\Delta =$

$\lambda = 0,03$  мм, трубы из цветных металлов считаются практически гладкими. Если  $\Delta d_m < 10$ , шероховатостью можно пренебречь и коэффициент трения будет

$$\lambda = 0,316 / \sqrt[4]{\text{Re}}. \quad (3.24)$$

При  $\text{Re} > 10^5$  коэффициент трения практически не зависит от  $\text{Re}$  и можно принять  $\lambda = 0,02$ . Потери на местных сопротивлениях определим по формуле

$$\Delta p_m = 0,5 \rho \xi v^2, \quad (3.25)$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления.

Вид сопротивления	Коэффициент местного сопротивления
Внезапное расширение (вход в гидроаппарат)	0,8...0,9
Внезапное сужение (выход из гидроцилиндра)	0,5...0,7
Штуцер, переходник	0,1...0,15
Колено закругленное	0,12...0,15
Тройник:	
слияние потоков	2...2,5
разделение потоков	1...1,5
Угольник	2...2,5
Обратный и предохранительный клапаны	2...3
Дроссель	2...2,5
Редукционный клапан	3...5

Потери в гидравлических аппаратах, установленных на рассчитываемом участке, приведены в справочниках и каталогах на гидроаппаратуру и даются для максимального расхода через гидроаппарат. Если для конкретного случая расход меньше максимального, то табличные значения потерь необходимо пересчитать по формуле

$$\Delta p_r = \Delta p_m \left( \frac{Q_d}{Q_{\text{max}}} \right)^2, \quad (3.26)$$

где  $\Delta p_r$  — потери давления на гидроаппарате при действительном значении расхода  $Q_d$ ;  $\Delta p_m$  — потери давления,  $P_a$ , взятые по каталогу при максимальном значении расхода  $Q_{\text{max}}$ .

При последовательном соединении общие потери давления представляют собой сумму потерь давления на всех участках:

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{r_i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{m_i} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{\tau_i}. \quad (3.27)$$

Необходимое давление насоса определим из выражения

$$p_n = p + \Delta p_{\Sigma}, \quad (3.28)$$

где  $p$  — давление на входе в гидродвигатель, Па.

Если от одного насоса питается несколько гидродвигателей, то при определении  $p_n$  в расчет принимается гидролиния с максимальными потерями.

Тепловой расчет гидропривода проводится с целью исключить перегрев рабочей жидкости в эксплуатации, который снижает производительность машины и ресурс работы гидроагрегатов.

При работе гидропривода вследствие механических, гидравлических и объемных потерь происходит выделение тепловой энергии, которая идет на нагревание гидробака с маслом, а также рассеивается в окружающее пространство.

Превышение установившейся температуры масла в баке  $\Delta t$  над температурой окружающей среды определяют по формуле

$$\Delta t = \theta / (KF), \quad (3.29)$$

где  $\theta$  — количество теплоты, выделенное в гидроприводе за время  $t$ ;  $K$  — коэффициент теплопередачи от масла к окружающему воздуху; при отсутствии местной циркуляции  $K = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; при обдуве бака  $K = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $F$  — площадь поверхности гидробака,  $\text{мм}^2$ ;

$$F = 0,064 \sqrt[3]{V_6^2}, \quad (3.30)$$

$V_6$  — объем масла в баке,  $\text{дм}^3$ .

$$\theta = 3600 (N_n - N_s) t; \quad (3.31)$$

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{60 \eta_n}; \quad (3.32)$$

$$N_s = \frac{p_r Q_r}{60 \eta_r}, \quad (3.33)$$

где  $p_n$  — давление на выходе насоса, МПа;  $Q_n$  — подача насоса, л/мин;  $\eta_n$  — полный КПД насоса;  $p_r$  — давление в гидродвигателе, МПа;  $Q_r$  — расход, потребляемый гидродвигателем, л/мин;  $\eta_r$  — полный КПД гидродвигателя.

Если принять  $\Delta t = 35^\circ \text{C}$ , то необходимый объем масла в баке определится по формуле

$$V_m = \sqrt[3]{\left(\frac{\theta}{0,064 K \Delta t}\right)^3}. \quad (3.34)$$

Объем масла в гидробаке не должен превышать двух-трехминутной подачи насоса, т. е.

$$V_m = (2-3) Q. \quad (3.35)$$

Если из одного бака питаются два насоса, то

$$V_{\max} = 1,3(V_{M_1} + V_{M_2}), \quad (3.36)$$

где  $V_{M_1}$  и  $V_{M_2}$  — объем жидкости, необходимый для питания каждого насоса, м<sup>3</sup>.

Полный геометрический объем гидробака  $V_6$  определяют из условия его заполнения на 0,8 высоты и округляют до ближайшего значения из ряда (дм<sup>3</sup>): 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250.

Если в результате расчета объем масла окажется больше двух-трехминутной подачи насоса, следует принять  $V_M = V_{\max}$  и определить количество теплоты  $\theta_6$ , которое будет отводиться через стенки гидробака:

$$\theta_6 = 0,64K \Delta t \sqrt[3]{V_{\max}^2} \quad (3.37)$$

Для отвода избыточного количества теплоты  $Q_T = \theta - \theta_6$  необходимо применять теплообменник (радиатор).

Площадь радиатора  $F_p$ , м<sup>2</sup>:

$$F_p = F_n - \sum F_{г.п}, \quad (3.38)$$

где  $F_n$  — необходимая площадь охлаждения, м<sup>2</sup>;  $\sum F_{г.п}$  — сумма площади поверхности всех элементов данного гидропривода, м<sup>2</sup>.

$$F_n = 859,52 \frac{\Delta N_n K_n}{K_T (T - T_0)}, \quad (3.39)$$

где  $\Delta N_n$  — потери мощности гидропривода, кВт;  $T$  — максимальная расчетная температура рабочей жидкости, °С;  $T_0$  — заданная температура окружающей среды, °С;  $K_T = 13$  ккал/мг — теплопроводность для свободно обтекаемой воздухом поверхности гидропривода, определенная опытным путем авторами;

$$\Delta N_n = N_n - N_g; \quad (3.40)$$

$$K_n = \frac{t_{раб}}{t_{см}}, \quad (3.41)$$

где  $N_g$  — эффективная мощность гидродвигателей, кВт;  $t_{раб}$  — фактическое время работы гидропривода, с;  $t_{см}$  — сменное время работы машины, с.

При практических расчетах можно пользоваться следующими данными: площадь насосов НШ50-2 и НШ67-2 равна соответственно 0,067 и 0,1 м<sup>2</sup>, гидрораспределителей Р80 и Р160 — 0,16 и 0,2 м<sup>2</sup>, баков тракторов Т-150К и К-701 — соответственно 0,6 и 0,8 м<sup>2</sup>.

Примеры расчета основных параметров объемного гидропривода даны ниже.

**Пример 1.** Определить время подъема навесной машины при помощи силового гидроцилиндра ЦС-100 (диаметр поршня 100 мм, рабочая площадь

$F$  около  $80 \text{ см}^2$ , ход  $S$  поршня  $250 \text{ мм}$ ). Насос НШ-32 с рабочим объемом  $V_n = 32 \text{ см}^3$ , частота вращения насоса  $n_n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ , объемный КПД насоса  $\eta_{об.н} = 0,9$ .

**Решение.** Определяем объем рабочей жидкости, поступающей в цилиндр за полный ход поршня:

$$V_{ц} = FS = 80 \cdot 25 = 2000 (\text{см}^3) = 2(\text{л}).$$

Определяем фактическую подачу насоса

$$Q_{ф.н} = V_n n_n \eta_{об.н} = 0,032 \cdot 1500 \cdot 0,9 = 43 (\text{л/мин}) = 0,72 (\text{л/с}).$$

Время подъема машины

$$t = V_{ц} / Q_{ф.н} = 2 / 0,72 \approx 2,8 (\text{с}).$$

**Пример 2.** Определить момент и мощность, необходимые для привода насоса. Усилие на штоке силового гидроцилиндра  $8 \cdot 10^4 \text{ Н}$ . Гидромеханический КПД насоса  $0,93$ . Насос НШ-32, частота вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$ .

**Решение.** Определяем давление, возникающее в полости гидроцилиндра.

$$p = R/F = 8 \cdot 10^4 / 80 = 1000 (\text{Н/см}^2) = 10 (\text{МПа}).$$

Пренебрегая потерей давления в магистралях и гидрораспределителе, можно считать, что такое же давление должен развивать насос.

Определяем теоретический момент на валу насоса

$$M_n = 1,59 p V_n = 1,59 \cdot 10^3 \cdot 0,032 = 51 (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Фактический момент, приложенный к валу насоса

$$M_{н.ф} = M_n / \eta_n = 51 / 0,93 = 55 (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Определить мощность, требуемую для привода насоса при подъеме машины. Полный КПД насоса  $\eta_n = 0,8$ .

**Решение.** Определяем выходную мощность насоса

$$N_n = \frac{p Q_{ф.н}}{612} = \frac{10^3 \cdot 43}{612} 7 (\text{кВт}).$$

Находим приводную мощность насоса

$$N_{н.ф} = N_n / \eta_n = 7 / 0,8 = 8,75 (\text{кВт}).$$

**Пример 3.** Определить, с какой частотой будут вращаться рабочие диски разбрасывателя, приводимые во вращение гидромотором МШН-46  $V_{гм} = 0,046 \text{ л/об}$ . Гидромотор питается рабочей жидкостью от насоса НШ-32, установленного на тракторе. Объемный КПД гидромотора  $\eta_{об.м} = 0,9$ .

**Решение.** Определяем теоретическую частоту вращения гидромотора

$$n_{гм} = \frac{V_n n_n}{V_{гм}} = \frac{0,032 \cdot 1500}{0,046} = 1040 (\text{мин}^{-1}).$$

Фактическая частота вращения вала гидромотора

$$n_{гм.ф} = n_{гм} \eta_{об.м} \eta_{об.н} = 1040 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \approx 840 (\text{мин}^{-1}).$$

## 2.5. ПРИМЕНЕНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Из большого разнообразия гидроприводов, применяемых на сельскохозяйственной технике, наиболее характерны: раздельно-агрегатная гидросистема трактора; неавтономный гидропривод активных рабочих органов; гидротрансмиссия самоходных машин; гидроусилитель рулевого управления.

**Раздельно-агрегатная гидросистема** современных энергонасыщенных тракторов состоит из унифицированных узлов и агрегатов.

Последовательность соединения гидроагрегатов тракторной гидросистемы показана на рисунке 3.6.

В процессе работы гидросистемы насос, приводимый в действие от двигателя трактора, всасывает рабочую жидкость из бака и нагнетает ее в гидрораспределитель, имеющий, кроме золотников управления, предохранительный клапан с сервоуправлением и перепускной клапан. При нейтральном положении золотников рабочая жидкость, проходя гидрораспределитель, через фильтр сливается в бак. При переводе золотника гидрораспределителя в положение «Подъем» или «Опускание» рабочая жидкость по трубопроводам поступает в поршневую или штоковую полость гидроцилиндра навесной системы, опуская или поднимая рабочее орудие. Из другой полости гидроцилиндра рабочая жидкость поступает в гидрораспределитель и сливается в бак.

На большинстве тракторов, кроме гидроцилиндра навесной системы, для агрегатирования с сельскохозяйственными машинами гидрораспределитель имеет еще два золотника для управления выносными гидродвигателями.

Кроме этих гидроагрегатов, тракторы снабжены также специальными гидравлическими устройствами: гидроусилителем руля, гидроувеличителем сцепного веса (колесные тракторы) и сервоприводами управления агрегатами трансмиссии (гусеничные тракторы) и др.

**Неавтономный гидропривод активных рабочих органов** может быть рассмотрен на примере гидропривода разбрасывателя минеральных удобрений, извести и гипса КСА-3 (см. рис. 3.7).

Гидропривод навесного разбрасывателя КСА-3 на автомобиле ЗИЛ-ММЗ-555 предназначен для привода рассеивающего центробежного диска и управления гидроцилиндром включения привода транспортера, подающего удобрения на центробежный диск.

При включении рукоятки гидрораспределителя автомобиля рабочая жидкость от насоса по напорной магистрали 4 поступа-

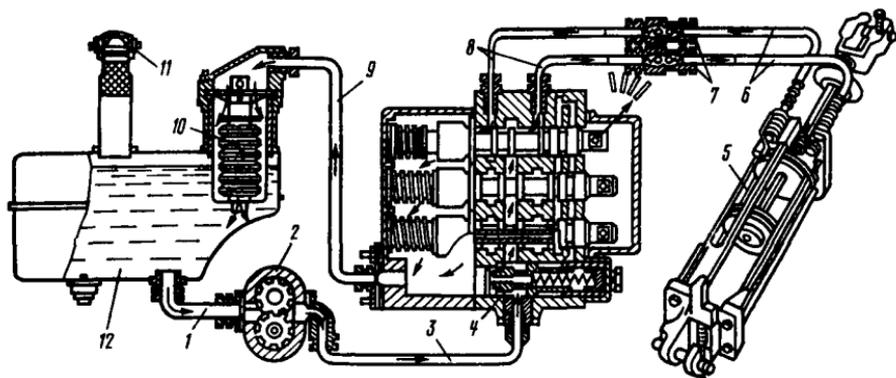


Рис. 3.6. Схема раздельно-агрегатной навесной гидросистемы трактора:  
 1, 3, 6, 8 и 9 — гидролинии; 2 — насос; 4 — гидрораспределитель; 5 — гидроцилиндр; 7 —  
 запорные клапаны; 10 и 11 — кондиционеры рабочей жидкости 12

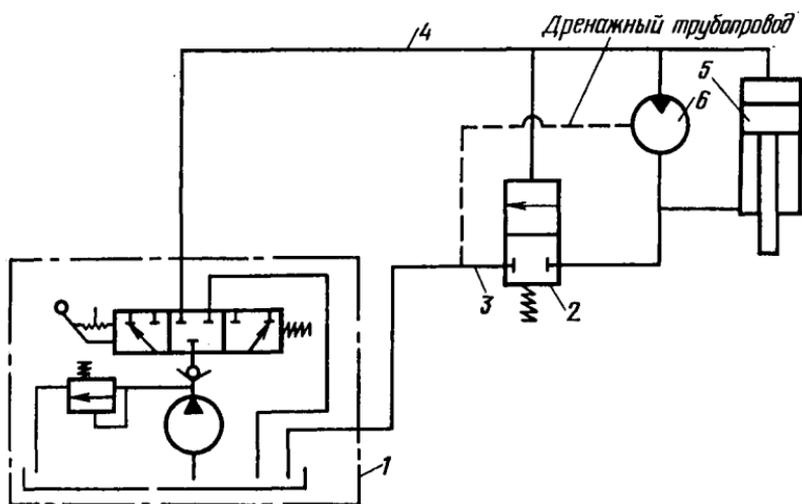


Рис. 3.7. Гидравлическая схема гидропривода разбрасывателя минеральных удобрений КСА-3:

1 — гидросистема автомобиля; 2 — клапан запорный; 3, 4 — гидролинии; 5 — гидроцилиндр; 6 — гидромотор.

ет к гидромотору 6, в штоковую полость гидроцилиндров 5 и 6 напорного золотника 2. При этом начинается вращение центробежного диска, включается привод транспортера и сливная магистраль 3 от гидромотора соединяется с баком автомобиля.

При отключении подачи жидкости напорный золотник 2 под действием пружины занимает исходное положение, и гидромотор 6 под действием инерционных сил диска начинает нагнетать

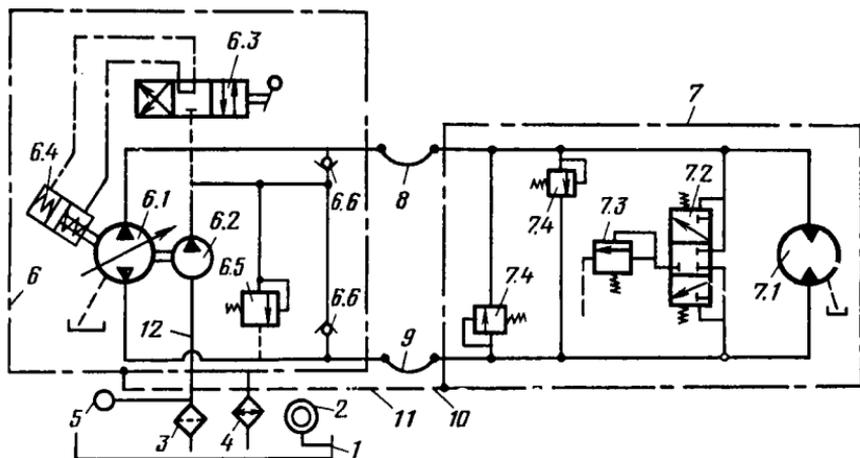


Рис. 3.8. Гидравлическая схема трансмиссии косилки-плющилки КПС-5Г:

1 — бак; 2 — датчик температуры; 3 — фильтр; 4 — теплообменник; 5 — вакуумметр; 6 — насосный блок; 6.1 — основной регулируемый насос; 6.2 — вспомогательный насос; 6.3 — распределитель; 6.4 — гидроцилиндры; 6.5 — предохранительный клапан; 6.6 — обратный клапан; 7 — гидромоторный блок; 7.1 — гидромотор; 7.2 — золотник; 7.3 — предохранительный клапан; 7.4 — предохранительный клапан; 8, 9, 10, 11 и 12 — гидролинии.

жидкость в штоковую полость гидроцилиндра 5, отводя его в исходное положение и этим включая привод транспортера. Дренажные утечки отводятся в сливной трубопровод.

Гидротрансмиссия самоходной машины может быть рассмотрена на примере гидротрансмиссии косилки-плющилки КПС-5Г (см. рис. 3.8).

Рабочая жидкость в гидротрансмиссию поступает из бака 1, где температура ее контролируется датчиком 2, очистка производится фильтром тонкой очистки 3, а сливаемая жидкость охлаждается в теплообменнике 4. Вакуумметр 5 контролирует разрежение на входе вспомогательного насоса.

Главные элементы гидротрансмиссии — насосный 6 и гидромоторный 7 блоки, соединенные магистралями 8 и 9. Дополнительно элементы гидротрансмиссии связаны магистралями низкого давления 10, 11 и 12.

Насосный блок 6 состоит из основного регулируемого аксиально-поршневого насоса 6.1 и вспомогательного насоса 6.2, валы которых соединены. Гидроусилитель изменения угла наклона люльки основного насоса включает гидрораспределитель 6.3 и гидроцилиндр 6.4. Предохранительный клапан 6.5 ограничивает давление насоса 6.2. Обратные клапаны 6.6 обеспечивают подачу жидкости от насоса 6.2 в ту магистраль, где давление ниже, чем в другой, т. е. гидротрансмиссия реверсивная и направление потоков меняется.

Гидромоторный блок 7 состоит из нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора 7.1 и клапанной коробки, состоящей из перекидного золотника 7.2, переливного клапана 7.3, предохранительных клапанов 7.4. К торцам золотника 7.2 подводится жидкость из основных магистралей, он соединяет магистраль низкого давления с входом переливного клапана 7.3, который ограничивает давление подпитки гидротрансмиссии. Предохранительные клапаны 7.4 обеспечивают защиту магистралей 8 и 9 от чрезмерного повышения давления.

При включенном двигателе машины и неработающем насосе 6.1 жидкость от насоса 6.2 через предохранительный клапан 6.5 начинает подаваться в корпус насоса 6.1, а затем по магистрали 10 — в корпус гидромотора. Избыток жидкости после заполнения гидромотора по магистрали 11 через теплообменник 4 поступает в бак 1.

При поступлении сигнала управления на рычаг гидрораспределителя 6.3 золотник его смещается и жидкость от насоса 6.2 поступает к гидроцилиндру 6.4, поворачивающему льюльку основного насоса 6.1 в рабочее положение, при этом насос 6.1 начинает подавать в гидромотор 7.1 рабочую жидкость. Вращение выходного вала гидромотора передается на ведущие колеса машины.

Гидроусилитель рулевого управления может быть рассмотрен на примере гидросистемы рулевого управления зерноуборочных комбайнов «Нива» и «Колос» (см. рис. 3.9). Гидрообъемное рулевое управление состоит из насоса-дозатора 4, шестеренного насоса 8, гидрораспределителя 6, предохранительного клапана 3, гидроцилиндра 7, бака 1 — общего с гидроприводом управления и приводом рабочих органов, системы трубопроводов и рукавов.

При прямолинейном движении машины золотник гидрораспределителя 6 удерживается пружиной в нейтральном положении и жидкость от насоса 8 свободно через гидрораспределитель 6 проходит на слив.

При повороте рулевого колеса 5 вправо насос-дозатор 4, забирая жидкость из левой торцевой полости гидрораспределителя 6, подает ее в правую полость, что заставляет золотник распределителя смещаться влево, преодолевая усилие пружины. При этом правая торцевая полость гидрораспределителя 6 через отверстия в золотнике соединяется со штоковой полостью гидроцилиндра 7 поворота управляемых колес, а поршневая полость гидроцилиндра 7 соединяется со сливом.

Жидкость от насоса 8 через отверстия золотника поступает в левую торцевую полость гидрораспределителя 6, а из нее — в насос-дозатор 4.

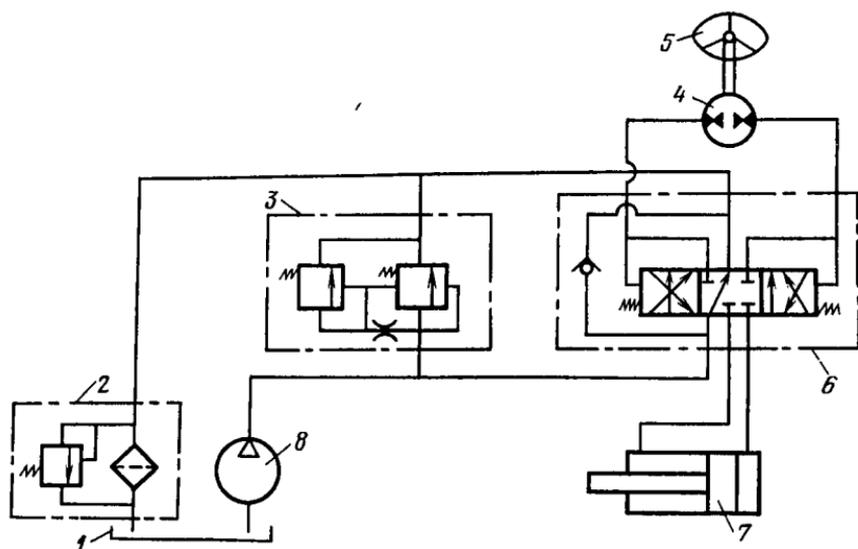


Рис. 3.9. Гидравлическая схема рулевого управления зерноуборочного комбайна «Нива»:

1 — бак; 2 — фильтр с предохранительным клапаном; 3 — предохранительный клапан; 4 — насос-дозатор; 5 — рулевое колесо; 6 — гидрораспределитель; 7 — гидроцилиндр; 8 — насос.

Из насоса-дозатора 4 объем жидкости, соответствующий углу поворота его вала, поступает через правую торцевую полость гидрораспределителя 6 в штоковую полость гидроцилиндра 7, который поворачивает колеса. Движение жидкости происходит до тех пор, пока механизатор, вращая рулевое колесо 5, создает насосом-дозатором 4 в правой торцевой полости гидрораспределителя 6 большее давление, чем в левой, поддерживая золотник в смещенном влево положении.

Как только вращение рулевого колеса 5 прекращается, давление в левой торцевой полости гидрораспределителя 6 становится больше, чем в правой, на величину падения давления в двух трубопроводах, соединяющих его с насосом-дозатором. И золотник под действием перепада давления и центрирующей пружины перемещается в нейтральное положение, полости гидроцилиндра 7 запираются и поворот колес прекращается, а жидкость от насоса 8 идет на слив.

Аналогичные процессы происходят при повороте рулевого колеса 5 влево.

Если удерживать рулевое колесо 5 при положении колес в упоре, то жидкость, нагнетаемая насосом 8, будет перепускаться предохранительным клапаном 3.

Если насос 8 не работает (отключен двигатель), то насос-дозатор 4 работает от усилия, прикладываемого механизатором, и подает жидкость в одну из полостей гидроцилиндра 7. При повороте рулевого колеса 5 вправо насос-дозатор 4, нагнетая жидкость, перемещает золотник влево, а затем через отверстия в золотнике нагнетает ее в штоковую полость гидроцилиндра 7, поршневая полость гидроцилиндра 7 соединяется со сливом, и насос-дозатор 4 всасывает жидкость из этой полости через обратный шариковый клапан. Излишек жидкости (по объему втянутого штока), вытесняемый из поршневой полости, идет в бак 1.

При повороте рулевого колеса 5 влево происходят аналогичные процессы, но недостающий объем жидкости (объем выдвинутого штока) будет поступать в насос-дозатор 4 из бака 1 через сливной трубопровод и обратный шариковый клапан гидрораспределителя 6.

## Глава 3. АГРЕГАТЫ ГИДРОПРИВОДОВ

### 3.1. НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

**Насосы.** В зависимости от характера процесса вытеснения рабочей жидкости насосы делятся, как уже отмечалось, на поршневые, пластинчатые и роторные.

Среди указанных типов наибольшее распространение в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении получили роторные шестеренные насосы.

Все шестеренные насосы имеют простую бесклапанную конструкцию с малым количеством вращающихся и трущихся деталей и небольшие габариты, а следовательно, малую удельную массу на единицу объема нагнетаемой жидкости за единицу времени. Промышленностью выпускаются следующие типы шестеренных насосов: НШ-Е, НШ-У, НШ-К, НМШ, двухсекционные и специальные. Шестеренные насосы гидросистем тракторов, сельскохозяйственных и дорожных машин по исполнению делят на три группы (табл. 4).

#### 4. Классификация шестеренных насосов

Исполнение	Характеристика	
	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>
2	14	10, 32, 50, 100
3	16	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250
4	20	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250