

**ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД****Принцип работы, структурная схема, классификация.****Общие сведения.**

Для передачи механической энергии исполнительному органу машины, устройству служат различного рода приводы:

- механический;
- электрический;
- пневматический;
- гидравлический.

Гидравлический привод – привод, в котором передача механической энергии и преобразование движения осуществляется с помощью жидкости. Для того, чтобы жидкость обладала механической энергией, используется насос; для преобразования энергии жидкости в работу выходного звена применяется гидродвигатель. Соединения насоса и гидродвигателя с помощью трубопровода представляют собой гидропередачу. Для того, чтобы осуществить управление и регулирование гидропередачи, применяется гидроаппаратура.

Совокупность гидравлических машин (насос, гидромотор), гидроаппаратуры и трубопровода является гидроприводом, в который входят также вспомогательные устройства.

В связи с тем, что насосы, гидромоторы относятся к объемным гидромашинам, то такой гидропривод называется **объемным**.

**Принцип работы.** Объемным гидроприводом называется привод, содержащий гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями.

Простейшая схема объемного гидропривода (рис. 8.1, а) состоит из двух гидромашин. Гидроцилиндр 1 предназначен для работы в режиме насоса, который преобразует механическую энергию твердого тела в механическую энергию потока жидкости в виде гидростатического давления, гидроцилиндр 2 – в режиме объемного гидродвигателя, который преобразует механическую энергию потока

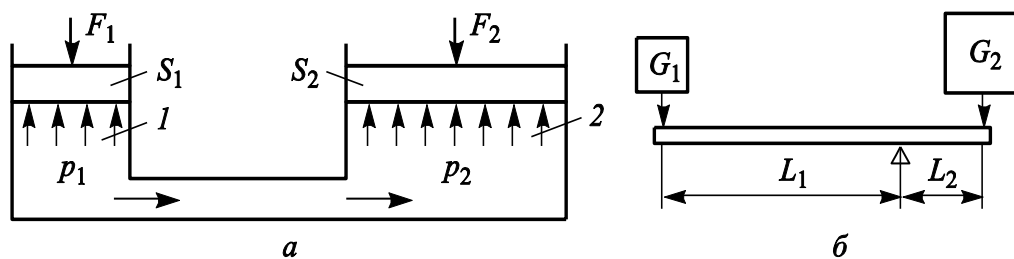


Рис. 8.1. Гидравлическая схема объемного гидропривода (а) и схема равновесия сил (б)

рабочей жидкости в механическую энергию перемещаемого твердого тела по преодолению нагрузки  $F_2$ . На поршень гидроцилиндра 1 действует сила давления  $F_1$ , на поршень гидроцилиндра 2 – внешняя нагрузка  $F_2$ .

Принцип работы объемного гидропривода основан на преобразовании сил с учетом закона Паскаля (так как рабочая жидкость весьма мало сжимается). При перемещении поршня гидроцилиндра 1 вниз рабочая жидкость из него вытесняется в гидроцилиндр 2 и приводит его поршень в движение. При этом давление  $p_1$ , создаваемое в гидроцилиндре 1 силой  $F_1$ , действует также и на поршень гидроцилиндра 2 согласно закону Паскаля. В гидроцилиндрах 1 и 2 устанавливается статическое давление, которое без учета потерь  $p_1 = F_1/S_1 = F_2/S_2 = p_2 = p$ , где  $S_1$  и  $S_2$  – рабочие площади поршней гидроцилиндров 1 и 2. Сила  $F_2$  ( $F_2 = pS_2 = F_1S_2/S_1$ ) возрастает во столько раз, во сколько раз площадь поршня большого гидроцилиндра 2 больше площади малого поршня гидроцилиндра 1 (без учета сил трения и разности масс поршней).

Равновесие сил, действующих в рассматриваемой схеме, можно сравнить с равновесием рычага первого рода с нагрузками  $F_1 = G_1$  и  $F_2 = G_2$ , приложенными по его концам (рис. 8.1, б). Длины плеч  $L_1$  и  $L_2$  коромысла и силы тяжести  $G_1$  и  $G_2$  связаны отношением  $G_1/G_2 = L_2/L_1$ . Соответственно для гидравлической схемы (рис. 8.1, а), состоящей из двух гидроцилиндров площадью  $S_1$  и  $S_2$ , на поршнях которых установлены грузы, развивающие силы  $F_1$  и  $F_2$ , эти параметры связаны соотношением  $F_1/F_2 = S_1/S_2$ .

Из этого соотношения следует, что при соответствующем выборе площадей гидроцилиндров представляется возможным уравновесить большой груз малым.

Для нахождения основных кинематических и силовых зависимостей рассмотрим расчетную схему, показанную на рис. 8.1, а.

Исходя из условия герметичности гидроцилиндров **1** и **2**, с учетом несжимаемости жидкости полагаем, что перемещения  $z_1$  и  $z_2$  поршней гидроцилиндров **1** и **2** связаны следующей зависимостью:  $z_1 S_1 = z_2 S_2$  или  $z_2 = z_1 d_1^2 / d_2^2$ , где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры поршней **1** и **2**.

Пренебрегая гидравлическим сопротивлением и трением поршней **1** и **2** при их движении и принимая во внимание, что  $F_1 = pS_1$  и  $F_2 = pS_2$ , получаем  $F_2 = F_1 d_2^2 / d_1^2$ . Если перемещение поршня гидроцилиндра происходит за время  $t$ , то скорость перемещения определяется как  $V = z/t$ , а расход  $Q = VS$ . Разделив работу  $A = Fz$  на время перемещения, найдем мощность объемного гидропривода

$$N = A/t = F_1 z_1 / t = F_1 V_1 = F_2 V_2 = pS_1 V_1 = pS_2 V_2 = pQ.$$

При работе рассматриваемого гидравлического механизма в насосе-гидроцилиндре **1** и гидродвигателе-гидроцилиндре **2** возникают потери энергии на преодоление трения (механического и вязкого), сжимаемость и объемные утечки, зависящие от давления и зазоров. Потери в этих гидромашинах характеризуются общим КПД каждой гидромашин  $\eta_n$  и  $\eta_{гд}$ .

Полезная мощность гидродвигателя определяется  $N_{гд} = F_n V_n$ .

Принятое допущение о равенстве давления нагнетания  $p_{нг} = p_1$  на выходе из насоса и давления на входе в гидродвигатель  $p_{гд} = p_2$ , т. е.  $p_{нг} = p_{гд} = p$ , справедливо только при отсутствии расхода. Часть энергии потока рабочей жидкости (давления) при движении жидкости по гидросистеме в результате трения жидкости переходит в тепловую энергию и давление снижается на величину  $\Delta p_{гд} = p_n - p_{гд}$ . Относительные потери давления характеризуются гидравлическим КПД устройств

$$\eta_{гидр. устр} = \frac{p_{нг} - \Delta p_{гд}}{p_{нг}} = \frac{p_{гд}}{p_{нг}}.$$

Мощность, необходимая для привода насоса, определяется с учетом потерь давления и расхода жидкости

$$N_{пн} = \frac{V_2 F_{гд}}{\eta_n \eta_{гд} \eta_{гидр. устр}} = \frac{N_{гд}}{\eta_{гп}},$$

где  $\eta_{гп}$  – полный КПД гидропривода.

Полный (общий) КПД гидропривода из-за наличия объемных, гидравлических и механических потерь в насосе и гидродвигателе всегда меньше единицы и равен произведению полных КПД насоса, гидродвигателя и гидроустройств и определяется отношением мощностей полезной (на выходе гидродвигателя) и мощности приводного двигателя (привода насоса).

Основная рабочая характеристика любого привода (внешняя статическая характеристика) определяется зависимостью развиваемого силового параметра на выходном звене двигателя (силы или момента) от скорости движения этого звена.

Для гидропривода вращательного движения (выходное звено – вал гидромотора) – это зависимость  $M = f(n)$  момента сопротивления на валу гидромотора от частоты вращения вала гидромотора; для гидропривода поступательного движения (выходное звено – поршень или корпус гидроцилиндра) – это зависимость  $F = f(V)$  силы, развиваемой поршнем гидроцилиндра от его скорости.

**Режимы работы гидропривода.** Возможность применения отдельных типов гидроагрегатов, и прежде всего насосов и гидромоторов, зависит от режима работы гидропривода, который оценивают по следующим показателям:

- коэффициент использования номинального давления

$$k_{p \text{ ном}} = \frac{p_{\text{экв}}}{p_{\text{ном}}}, \quad p_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \frac{p_i^3 t_i}{T}},$$

где  $p_{\text{экв}}$  – эквивалентное давление;  $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление;  $t_i$  – время работы привода под действием давления  $p_i$ ;  $T$  – общее время работы привода;  $n$  – число режимов давления  $p_i$  за время  $T$ ;

- коэффициент использования по времени в смену

$$k_v = t_{\text{нагр}} / t_{\text{см}},$$

где  $t_{\text{нагр}}$  – время работы привода под нагрузкой;  $t_{\text{см}}$  – продолжительность смены;  
 - годовой коэффициент использования по времени

$$k_r = t_p / t_r,$$

где  $t_p$  – общее время работы за год;  $t_r$  – годовой фонд времени;  
 - коэффициент относительного колебания давления в системе

$$k_{p \text{ отн}} = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{P_{\text{cp}}},$$

где  $P_{\text{max}}$  и  $P_{\text{min}}$  – соответственно среднее максимальное и среднее минимальное давление;  $P_{\text{cp}}$  – среднее давление жидкости.

В зависимости от этих показателей режим работы объемного гидропривода принято подразделять на **весьма тяжелый (ВТ), тяжелый (Т), средний (С) и легкий (Л)** (см. таблицу). Режим работы гидропривода связан с предельно допустимым износом гидроагрегатов, характеризуемым минимальными значениями объемного КПД.

Таблица

Режим	Число включений	Коэффициенты				Объемный КПД
		$k_{p \text{ ном}}$	$k_v$	$k_r$	$k_{p \text{ отн}}$	
Легкий	Менее 100	Менее 0,4	0,1–0,4	Менее 0,5	Менее 0,2	0,55–0,6
Средний	100–200	0,4–0,7	0,3–0,5	0,5–0,7	0,2–0,4	0,6–0,7
Тяжелый	200–400	0,7–0,9	0,5–0,8	0,7–0,9	0,4–0,8	0,7–0,8
Весьма тяжелый	400–800	Более 0,9	0,8–0,9	Более 0,9	Более 0,8	Более 0,8

**Структурная схема объемного гидропривода**, приведенная на рис. 8.2, включает в себя :

- насос;
- гидродвигатель;
- различные гидроустройства, соединенные гидролиниями.

Такой гидропривод предназначен для передачи энергии от приводящего двигателя к звеньям машины.

Объемным гидроприводом осуществляется передача энергии с двойным ее преобразованием: сначала механическая энергия приводящего двигателя преобразуется насосом в механическую энергию потока РЖ, потом в гидродвигателе механическая энергия потока РЖ преобразуется в механическую на выходном звене гидродвигателя.

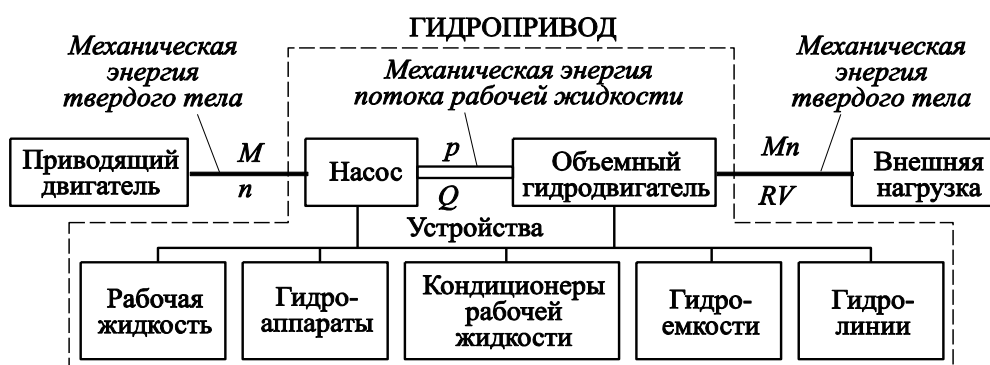


Рис. 8.2. Структурная схема объемного гидропривода

Гидроустройства управления предназначены для изменения направления и параметров потока РЖ.

Гидроаппараты предназначены для изменения или поддержания заданных направлений и параметров потока РЖ (это гидроклапаны, гидродроссели, гидрораспределители). Есть еще кондиционеры рабочей среды (фильтры, отделители влаги и воздуха, сапуны, холодильники, нагреватели), гидроемкости (баки, аккумуляторы), предназначенные для поддержания заданных качественных показателей и состояния РЖ; гидролинии, по которым проходят потоки РЖ, соединяют насос, гидродвигатель и гидроаппараты.

В состав гидропривода входят другие устройства, в том числе *электротехнические изделия*.

РЖ, применяемая в гидроприводе, является рабочей средой, с помощью которой механическая энергия потока рабочей среды передается гидродвигателю.

**Классификация объемных гидроприводов по различным признакам** приведена на рис. 8.3.

Объемный гидропривод принципиально обратим, так как входящие в его состав гидромашины в основном могут выполнять функции и насоса, и гидродвигателя.

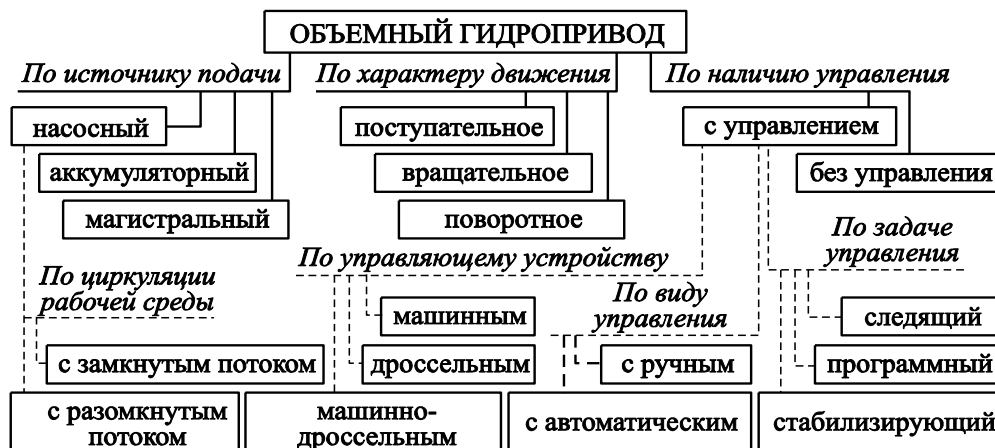


Рис. 8.3. Классификация объемных гидроприводов

**Насосный гидропривод** – гидропривод, в котором РЖ подается в гидродвигатель насосом, входящим в состав гидропривода. В насосных гидроприводах используются как объемные, так и динамические насосы. Насосный гидропривод может быть с замкнутой и разомкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

В насосном гидроприводе с замкнутым потоком РЖ от гидродвигателя поступает непосредственно во входную полость насоса.

**Преимуществами** таких схем гидроприводов являются:

- благоприятные условия защиты РЖ от загрязнений;
- возможность применения реверсивных регулируемых насосов.

**К недостаткам** следует отнести:

- необходимость применения для каждого гидродвигателя своего насоса;
- сравнительно быстрый нагрев замкнутого объема РЖ;
- трудности обеспечения требуемого класса чистоты основного потока РЖ.

В гидроприводе с разомкнутым потоком РЖ от гидродвигателя поступает непосредственно в гидробак, а насос забирает ее из гидробака.

**Основные преимущества:**

- возможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу,;
- хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости.

В аккумуляторном гидроприводе РЖ подается в гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не обязательно входящего в состав гидропривода.

В магистральном гидроприводе РЖ подается в гидродвигатель от гидромагистрали, не входящей в состав гидропривода. Под гидромагистралью понимается трубопровод, по которому подается РЖ от насосной установки к группе гидроприводов, не связанных между собой конструктивно и имеющих возможность подключаться или монтироваться независимо от других гидроприводов.

Характер движения выходного звена определяет название привода.

**Гидропривод с управлением** – гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя с использованием каких-либо внешних средств.

Осуществление функций управления и контроля всегда связано с необходимостью выполнения целого ряда операций логического и вычислительного характера. Поскольку физиологические возможности человека как управляющей системы ограничены, эффективное использование существующих и разработка новых высокопроизводительных установок возможны лишь при передаче функций управления машинам. Задачей автоматического управления является осуществление процесса управления без непосредственного участия человека.

Применяют разомкнутые и замкнутые системы автоматического управления. В разомкнутых системах отсутствует сравнение состояния управляемого объекта с заданным, а управляющее воздействие формируется исходя из цели управления и свойств управляемого объекта.

В замкнутых системах управляющее воздействие формируется на основе результата сравнения текущего (или в контрольных точках) состояния объекта управления, обеспечиваемого применением обратной связи, с заданным.

В следящем приводе регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого неизвестно.

В программном приводе изменение выходных параметров происходит по заранее заданной программе.

В стабилизирующем приводе параметр выходного звена поддерживается постоянным с помощью автоматического управления.

### Гидроприводы без управления

#### Схема и принцип работы гидропривода без управления с разомкнутым потоком.

Объемный гидропривод с постоянными параметрами движения выходного звена объемного гидродвигателя называют гидроприводом без управления (нерегулируемый гидропривод). В таком гидроприводе может быть предусмотрена возможность изменения направления движения выходного звена при постоянной скорости.

Гидроприводом без управления с разомкнутым потоком называют такой насосный гидропривод, который содержит нерегулируемые насосную установку и гидродвигатель; поступающий в гидродвигатель расход РЖ не регулируется во время рабочего процесса и сливается в гидробак.

Показанная на рис. 8.4, а принципиальная гидравлическая схема гидропривода поступательного движения отражает вариант потребления гидродвигателем расхода, равного величине подачи насоса; точка А с координатами  $(p_A, Q_A)$  находится на рабочей характеристике насоса  $Q_n = f(p)$  (рис. 8.4, б). Скорость поступательного движения  $V_{\Pi}$  поршня гидроцилиндра определяется подачей  $Q_n$  нерегулируемого насоса (Н) и эффективной рабочей площадью  $S_n$  поршня гидроцилиндра (Ц) и, следовательно, является постоянной величиной (нерегулируемой). При отсутствии объемных потерь в элементах гидропривода  $Q_n/S_{\Pi} = \text{const} = V_{\Pi}$ .

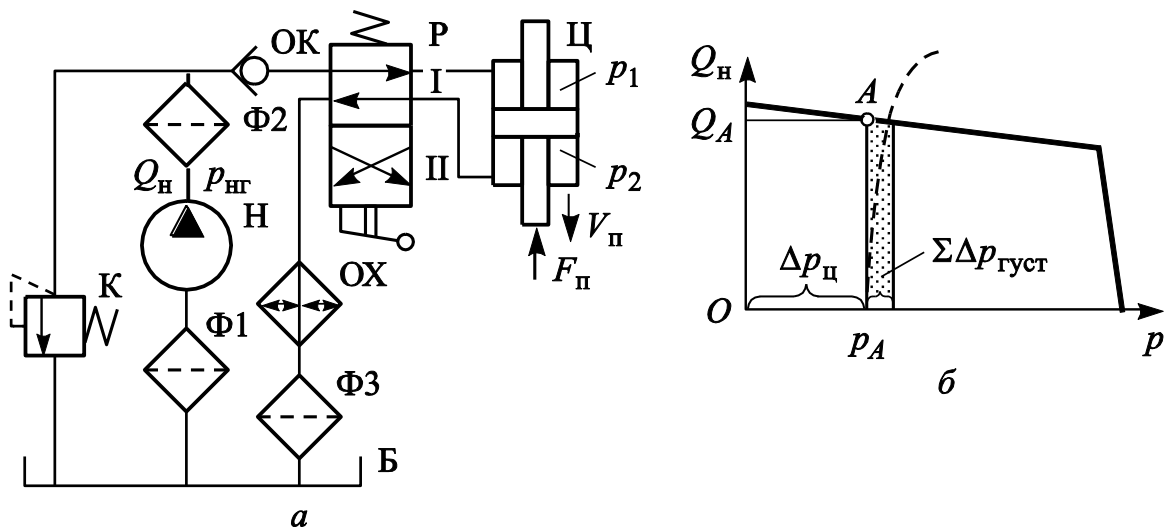


Рис. 8.4. Принципиальная схема (а) и мощностная диаграмма (б) гидропривода поступательного движения без управления с разомкнутым потоком

Направление движения штока гидроцилиндра определяется позицией, в которой находится направляющий гидрораспределитель (Р), а предохранительный гидроклапан (К) обеспечивает защиту элементов гидропривода от давления, превышающего допустимое значение, которое возможно, например, в случае, когда поршень гидроцилиндра достигнет одного из своих крайних положений.

Внешняя сила, действующая на поршень, преодолевается гидравлической силой

$$F_{\text{вн}} = \Delta p_{\text{гц}} S_{\Pi} \eta_{\text{гц мех}},$$

где  $\Delta p_{\text{гц}} = p_1 - p_2$  – перепад давления в полостях гидроцилиндра.

Развиваемое насосом давление, согласно уравнению потерь энергии в простом трубопроводе,

$$p_{\text{нг}} = p_1 + \Delta p_{\Phi 2} + \Delta p_{\text{ок}} + \Delta p_{\text{р}},$$

где  $\Delta p_{\Phi 2}$  – потери давления (энергии) при прохождении потока рабочей жидкости через фильтр ( $\Phi 2$ );  $\Delta p_{OK}$  – потери давления на обратном гидроклапане ( $OK$ );  $\Delta p_P$  – потери давления в напорной гидролинии гидрораспределителя ( $P$ ).

При вытеснении РЖ из полости 2 гидроцилиндра в ней развивается давление  $p_2$ , определяемое потерями при прохождении расхода вытесняемой жидкости через гидрораспределитель (сливная линия), охладитель ( $OX$ ), фильтр ( $\Phi 3$ ), согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе равно:

$$p_2 = \Delta p_P + \Delta p_{OX} + \Delta p_{\Phi 3}.$$

Окончательно имеем

$$\begin{aligned} p_{нг} &= p_1 - p_2 + \Delta p_{\Phi 2} + \Delta p_{OK} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{OX} + \Delta p_{\Phi 3} = \\ &= \Delta p_{гц} + \sum \Delta p_{густ}, \end{aligned}$$

где  $\Delta p_{гц}$  – перепад давления на поршне гидроцилиндра;  $\sum \Delta p_{густ} = kQ^m$  – суммарные потери на всех гидроустройствах и гидролиниях.

Гидроцилиндр разовьет максимальную силу  $F_{гид\ max}$  при давлении нагнетания  $p_{нг} = p_{o.\ кл.}$ , равном давлению открытия предохранительного гидроклапана. Сила торможения (удержание нагрузки при нулевой скорости движения штока)  $F_{торм} = S_{п} p_{max} \eta_{гц.мех.}$ , где  $p_{max}$  – давление в момент полного открытия ( $Q_{кл} = Q_{н}$ ) гидроклапана.

Внешнюю статическую характеристику  $V_{п} = f(F_{вн})$  на участке  $0 \leq F_{вн} \leq F_{вн\ max}(p_{кл})$  можно представить в виде  $V_{п} = Q_{н}/S_{п}$ . С учетом всех потерь энергии КПД гидропривода рассчитывают из выражений, определяющих полезную мощность (на выходе гидроцилиндра)  $N_{пол} = F_{вн} V_{п} = \Delta p_{гц} S_{п} V_{п} \eta_{гц.мех.}$  и потребляемую насосом мощность  $N_{пот} = Q_{н} p_{н} / \eta_{н}$ , тогда  $\eta_{гп} = \Delta p_{гц} / p_{нг} = \eta_{н} \eta_{гц} \eta_{об.\ густ} \eta_{мех.\ густ}$ , где  $\eta_{об.\ густ}$  – объемный КПД, учитывающий утечки в гидроустройствах,  $\eta_{мех.\ густ}$  – гидромеханический КПД, учитывающий потери давления на преодоление трения и в гидравлических сопротивлениях по всем гидроустройствам и гидролиниям.

Из мощностной диаграммы (см. рис. 8.4, б) нерегулируемого насоса следует, что при необходимости преодоления нагрузки, соответствующей давлению в точке А,  $p_A \approx \Delta p_{гц}$ , со скоростью, определяемой расходом  $Q_A$ , рабочие параметры насоса будут определяться с учетом потерь давления на всех гидроустройствах, по которым протекает РЖ. На диаграмме в точке А' пересекаются кривая гидромеханических потерь (пунктирная линия) с характеристикой насоса, что соответствует подаче  $Q_A$  РЖ под давлением  $p_A + \sum \Delta p_{густ}$ . Таким образом, в гидроприводе происходят незначительные потери энергии на гидроустройствах и на насосе.

В двухштоковом гидроцилиндре с равными диаметрами штоков расходы жидкости взаимно равны  $Q_{н} = Q_1 = Q_2$ .

Нагрузочная (рабочая) характеристика гидропривода без управления с поступательным движением выходного звена представляет собой прямую линию, скорость движения выходного звена (штока или корпуса гидроцилиндра) теоретически не зависит от нагрузки – жесткая характеристика.

Гидроприводом вращательного движения называют объемный гидропривод, гидродвигателем которого служит гидромотор.

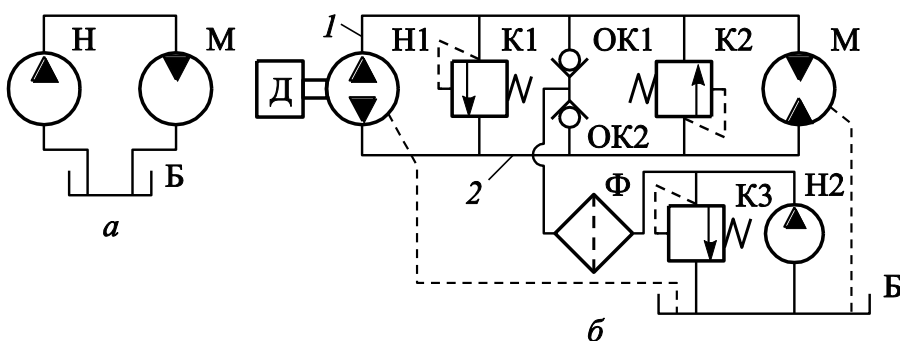


Рис. 8.5. Принципиальная схема нерегулируемого гидропривода вращательного движения с разомкнутой (а) и замкнутой (б) циркуляцией

На рис. 8.5, а приведена схема нерегулируемого гидропривода вращательного движения с разомкнутой циркуляцией. Насос (Н) получает РЖ из гидробака (Б), по верхней гидролинии подает ее к гидромотору (М), из которого РЖ сливается в гидробак. Для осуществления реверса вращения вала гидромотора в схему необходимо установить двухпозиционный направляющий гидрораспределитель (Р) с позициями I и II, как на рис. 8.4, а.

Следует отметить, что гидроприводы, схемы которых представлены на рис. 8.4, а и 8.5, а, относятся к гидроприводам с разомкнутой циркуляцией.

**Схема и принцип работы гидропривода без управления с замкнутым потоком.**

В гидроприводе с замкнутым потоком (рис. 8.5, б) РЖ от объемного гидродвигателя поступает во входную полость насоса. Замкнутый поток РЖ позволяет осуществить реверс движения выходного звена гидродвигателя за счет изменения направления подачи насосом РЖ без использования направляющих гидрораспределителей.

В данном случае изменение направления вращения вала гидромотора может быть проведено только за счет реверса подачи насоса **Н1** путем изменения назначения гидролиний. Очевидно, что в таком гидроприводе гидролиния **1** может оказаться либо напорной, либо всасывающей, гидролиния **2** соответственно всасывающей или напорной. Чтобы избежать чрезмерно высокого или чрезмерно низкого давления, в гидроприводе используют два предохранительных гидроклапана: гидроклапан **К1** – в гидролинии **1**, гидроклапан **К2** – в гидролинии **2** и систему подпитки с насосом **Н2**.

Во время работы гидропривода из замкнутого объема гидросистемы насос **Н1**, гидромотор **М** и гидролиний **1** и **2** вследствие утечек по зазорам в насосе и гидромоторе теряется некоторое количество жидкости. Система подпитки, состоящая из нерегулируемого нереверсивного насоса подпитки **Н2**, фильтра **Ф**, переливного гидроклапана **К3** и двух обратных гидроклапанов **ОК1** и **ОК2**, служит для пополнения замкнутого объема РЖ – объемов внутренних полостей насоса **Н1**, гидромотора и гидролиний **1** и **2**. Эта система исключает возможность возникновения во всасывающей гидролинии (либо в гидролинии **1**, либо в гидролинии **2**) давления ниже, чем давление настройки переливного гидроклапана **К3**. Следовательно, она обеспечивает заполнение рабочих камер насоса жидкостью и исключает вероятность кавитации во входной полости насоса.

При подпитке жидкость всегда подается в линию с низким давлением (сливную). Поступающая через обратный гидроклапан **ОК1** или **ОК2** жидкость из подпиточной системы не только пополняет объем жидкости в замкнутой системе, но и создает подпор в сливной гидролинии. Максимальный расход поступающей из подпиточной системы жидкости должен быть не меньше наибольшей разности поступающего в насос и выходящего из гидродвигателя расходов (не меньше суммарной утечки жидкости из гидромашин). По этой причине в гидроприводе с замкнутой схемой циркуляции РЖ очень сложно применять в качестве гидродвигателя одноштоковый гидроцилиндр.

Мощность  $N_{п.с}$  подпиточной системы, как правило, не превышает 5 % наибольшей мощности, передаваемой гидроприводом. Для повышения КПД подпитывающей системы применяют регулируемый по давлению подпитывающий насос. Для обеспечения лучшего теплоотвода иногда используют принудительный слив РЖ из гидролинии слива по расходу в сливную гидролинию подпитывающей системы, где устанавливают охлаждающий аппарат.

В этом гидроприводе частота вращения вала гидромотора с рабочим объемом  $V_{0гм}$  определяется подачей  $Q_n$  нерегулируемого насоса и, значит, является постоянной (*нерегулируемой*) величиной. При отсутствии объемных потерь в элементах гидропривода частота вращения вала гидромотора определяется как  $n_{гм} = Q_n / V_{0гм}$ . С учетом утечек и перетечек частота вращения вала гидромотора

$$n_{гм} = (Q_{т.н} - Q_{ут.н} - Q_{ут.гм}) / V_{0гм} =$$

$$= \frac{Q_{т.гм}}{V_{0гм}} \left[ 1 - \frac{Q_{ут.н}}{Q_{т.н}} \right] \left[ 1 - \frac{Q_{ут.гм}}{Q_{т.н} - Q_{ут.н}} \right] = \frac{V_{0н}}{V_{0гм}} n_n \eta_{об.н} \eta_{об.гм}.$$

Теоретическую мощность и крутящий момент, развиваемые гидромотором, без учета потерь давления в гидроустройствах и гидролиниях рассчитывают так:

$$N_{т.гм} = \Delta p_{гм} Q_{гм} = (p_1 - p_2) Q_{гм} = p_n Q_n = p_n V_{0н} n_n;$$

$$M_{гм} = \frac{N_{т.гм}}{\omega_{гм}} = \frac{p_n V_{0н}}{(\pi n_n / 30) (V_{0н} / V_{0гм})} \frac{n_n}{60} = \frac{\Delta p_{гм} V_{0гм}}{2\pi}.$$

При учете механических потерь максимальный крутящий момент на валу гидромотора при его вращении

$$M_{\max \text{ ГМ}} = p_{\text{кл. ном}} \frac{V_{0\text{ГМ}} \eta_{\text{мех. ГМ}}}{2\pi},$$

где  $p_{\text{кл. ном}}$  – давление полного открытия предохранительного гидроклапана.

Внешнюю статическую характеристику (рабочую характеристику)  $n_{\text{ГМ}} = f(M_{\text{ГМ}})$  или  $n_{\text{ГМ}} = f(\Delta p)$  можно представить выражением

$$M_{\text{ГМ}} = (p_{\text{нг}} - p_{\text{сл}}) \frac{V_{0\text{ГМ}} \eta_{\text{ГМ мех}}}{2\pi},$$

где  $p_{\text{нг}}$  и  $p_{\text{сл}}$  – давление в полостях нагнетания и слива РЖ гидромотора.

Таким образом, ясно, что скорость движения выходного звена гидродвигателя (вала гидромотора или штока гидроцилиндра) теоретически не зависит от нагрузки.

Рабочая характеристика гидропривода без управления  $M_{\text{ГМ}} = f(n_{\text{ГМ}})$  или  $F_{\text{гидр}} = f(V_{\text{п}})$  представляет собой прямую линию, т. е. является жесткой характеристикой.

Полный КПД гидропривода

$$\eta_{\text{ГП}} = \eta_{\text{н}} \eta_{\text{ГМ}} \eta_{\text{гидмех.}} \eta_{\text{об. густ}},$$

где  $\eta_{\text{об. густ}}$  – объемный КПД, учитывающий утечки в гидроустройствах (**Ф2, Р, К**);  $\eta_{\text{гид. мех.}}$  – гидро-механический КПД, учитывающий потери давления на преодоление трения в местных гидравлических сопротивлениях всех гидроустройств (**ОК, К**) и гидролиний.

Гидроприводы без управления вследствие простоты, надежности и дешевизны широко применяются при механизации несложных вспомогательных операций, где не требуется управлять скоростью движения (*перемещение без позиционирования, зажим и т. д.*).

Однако область использования их при автоматизации и механизации операций в современных машинах ограничена.

Преимущества гидроприводов с замкнутым потоком заключаются в благоприятных условиях защиты РЖ от загрязнений.

К основным недостаткам относятся необходимость применения индивидуального насоса для каждого гидродвигателя, быстрый нагрев РЖ в замкнутой силовой системе, трудности обеспечения фильтрации РЖ непосредственно в гидролиниях при реверсе потока.