

5. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Для объемных гидроприводов регулируемым параметром является скорость движения выходного звена гидропривода (штока гидроцилиндра, вала гидромотора), которая может изменяться по заданному закону или желанию оператора.

Для регулирования скорости движения выходного звена гидропривода применяется объемное (машинное) или дроссельное регулирование, либо сочетание этих видов регулирования (комбинированное регулирование).

5.1. Объемное регулирование

Объемное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода заключается в изменении рабочих объемов гидромашин и может осуществляться следующими тремя способами (рис. 5.1):

- а) изменением рабочего объема насоса (регулируемым насосом);
- б) изменением рабочего объема гидромотора (регулируемым гидромотором);
- в) изменением рабочих объемов и насоса и гидромотора (регулируемым насосом и гидромотором).

Первый способ (рис. 5.1, а) является самым распространенным и может применяться как в гидроприводах вращательного действия, так и в гидроприводах поступательного и поворотного действия. Два других способа (рис. 5.1, б, в) применяются только в гидроприводах вращательного действия. Объемное регулирование в гидроприводах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости применяется реже, чем в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости.

Принцип действия гидропривода с регулируемым насосом (рис. 5.1, а) заключается в следующем. Основной насос Н1 подает рабочую жидкость по напорной гидролинии в гидромотор М, вал которого под действием крутящего момента от сил давления жидкости вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной гидролинии снова поступает в насос. Давление в гидросистеме зависит от нагрузки гидромотора.

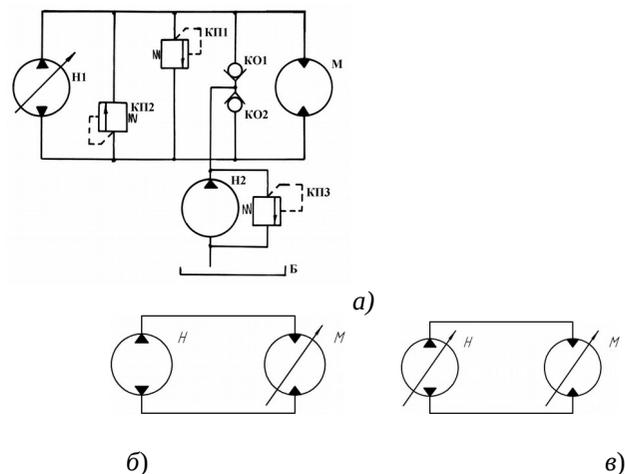


Рис. 5.1. Схемы гидроприводов с объемным регулированием

Частоту вращения вала гидромотора регулируют, изменяя рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют благодаря реверсированию потока рабочей жидкости. В результате реверсирования потока жидкости функции гидролиний меняются.

Предохранительные клапаны КП1 и КП2 защищают гидросистему от перегрузок как при прямом направлении вращения, так и при реверсировании. При этом выполняет свои функции тот клапан, который соединен с напорной гидролинией.

Компенсация утечек рабочей жидкости обеспечивается дополнительной гидросистемой подпитки. В эту систему входит насос подпитки Н2, переливной клапан КП3, поддерживающий постоянное давление подпитки 0,3...0,5 МПа, два обратных клапана КО1 и КО2, включенных параллельно гидромотору.

Подпитка всегда происходит в сторону сливной гидролинии, поэтому одновременно с подпиткой производится подпор рабочей жидкости в сливной гидролинии, что существенно улучшает условия работы насоса Н1 на всасывание.

Упрощенные схемы объемного регулирования гидроприводов с регулируемым гидромотором и с регулируемым насосом и гидромотором показаны на рис. 5.1, б и рис. 5.1, в соответственно.

Теоретическую (расчетную) частоту вращения вала гидромотора в рассматриваемых гидроприводах определяют (без учета утечек жидкости) из условий равенства подачи насоса и расхода жидкости через гидромотор, т.е.:

$$Q_n = Q_m,$$

или

$$q_n n_n = q_m n_m, \quad (5.1)$$

где Q_n – подача насоса, м³/с; Q_m – расход жидкости через гидромотор, м³/с; q_n, q_m – рабочие объемы насоса и гидромотора соответственно, м³; n_n, n_m – частоты вращения вала насоса и гидромотора, с⁻¹, $n_n = \text{const}$.

Из формулы (5.1) найдем выражение для частоты вращения вала гидромотора:

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m}. \quad (5.2)$$

Формула (5.2) показывает, что частоту вращения вала гидромотора (при постоянной частоте вращения вала насоса) можно регулировать, изменяя рабочие объемы насоса и гидромотора.

Диапазон регулирования скорости движения выходного звена определяется отношением ее максимального значения к минимальному, например, для гидромотора:

$$D = \frac{n_{m \max}}{n_{m \min}}, \quad (5.3)$$

где D – диапазон регулирования; $n_{m \max}, n_{m \min}$ – максимальная и минимальная частота вращения вала гидромотора.

Диапазон регулирования у гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором составляет более 50:1, у гидропривода с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом – 5:1. В гидроприводе с регулируемым насосом и гидромотором общий диапазон регулирования может достигать в отдельных случаях значения 500:1 и более.

Рассмотрим некоторые особенности рассмотренных трех способов объемного регулирования.

Регулирование изменением рабочего объема насоса обеспечивает постоянный крутящий момент на валу гидромотора и переменное

потребление мощности (рис. 5.2, а). Такой способ регулирования используется при пуске машин, когда необходим большой крутящий момент, он используется, например, в грузоподъемных механизмах.

Основные параметры гидропривода с регулируемым насосом определяется по следующим формулам (при отсутствии утечек жидкости, потерь давления и мощности, и с учетом следующих условий $n_n = n_m = \text{const}$; $n_n = \text{const}$; $q_m = \text{const}$):

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m};$$

$$N_n = N_m = Q_n p_n = \text{var}; \quad (5.4)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} q_m p_m = \text{const},$$

где N_n, N_m – мощность насоса и гидромотора, Вт; Q_n – подача насоса, м³/с, $Q_n = q_n n_n$; p_n, p_m – рабочее давление насоса, гидромотора, Па; M_m – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м.

Регулирование изменением рабочего объема гидромотора применяются значительно реже, чем регулирование изменением рабочего объема насоса. Достоинством этого способа является возможность регулирования при постоянной потребляемой мощности. Кроме того, сложно управление гидромоторами в случае их значительного удаления от операторов.

Основные параметры такого гидропривода определяются по формулам (при отсутствии, утечек жидкости, потерь давления и мощности и с учетом следующих условий: $p_n = \text{const}$, $p_n = p_m = \text{const}$; $q_n = \text{const}$):

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m};$$

$$N_n = N_m = Q_n p_n = \text{const}; \quad (5.5)$$

$$M_m = \frac{1}{2\pi} q_m p_m = \text{var}.$$

На рис. 5.2, б показаны характеристики гидропривода с регулируемым гидромотором.

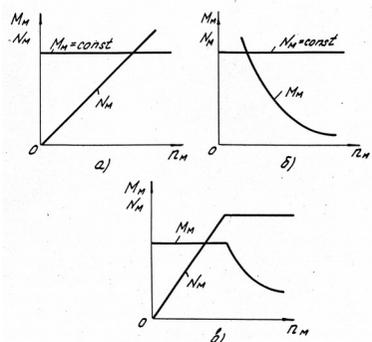


Рис. 5.2. Характеристики объемного способа регулирования

Применение регулируемых насоса и гидромотора позволяет значительно расширить диапазон регулирования частоты вращения и момента, развиваемого гидромотором. Обеспечение такой характеристики, как показано на рис. 5.2, в, дает возможность использовать этот гидропривод в транспортных средствах, где необходимо осуществлять трогание машины с большим крутящим моментом при очень малой скорости.

Изменение скорости при разгоне машины осуществляется увеличением объема насоса при возрастающей мощности. Дальнейшее увеличение скорости машины осуществляется при постоянной мощности путем уменьшения рабочего объема гидромотора.

На мобильных машинах объемное регулирование широко используется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и с реверсивными регулируемым аксиально-поршневыми насосами, оснащенными регуляторами мощности.

Гидроприводы с регулируемым гидромотором обеспечивают бесступенчатое, плавное и достаточно точное регулирование скорости выходного звена.

При объемном способе регулирования возможно максимальное использование мощности приводного двигателя. Поскольку гидравлические потери гидроприводов с объемным регулированием малы из-за отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости, то КПД их сравнительно высок ($\eta = 0,75...0,80$).

Благодаря перечисленным преимуществам этот способ объемного регулирования является наиболее эффективным и применяется в гидроприводах средней и большой мощности (обычно свыше 5...10 кВт).

К основным недостаткам гидроприводов с объемным регулированием относится сложность регулируемых гидромашин, которые значительно дороже нерегулируемых. Кроме того, для перемещения элементов регулирования гидромашин (для изменения рабочих объемов) требуются специальные устройства дистанционного управления, которые усложняют гидропривод.

Поэтому, если гидропривод имеет сравнительно небольшую мощность, или, если регулирование осуществляется в течение небольшого промежутка времени по сравнению с рабочими циклами, целесообразнее применять дроссельное регулирование скорости.

5.2. Дроссельное регулирование

При дроссельном регулировании скорости движения выходного звена гидропривода осуществляется изменение расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель за счет изменения гидравлического сопротивления гидролинии и отвода части потока жидкости в гидробак, без совершения полезной работы.

Дроссельное регулирование применяется в гидроприводах поступательного, вращательного и поворотного движения небольшой мощности (до 3...5 кВт). Наиболее широкое применение этот способ регулирования получил в гидроприводах поступательного движения. Основными преимуществами дроссельного регулирования являются следующие:

- возможность плавного изменения скоростей;
- простота конструкции гидравлических устройств и невысокая их стоимость;
- малые усилия, требуемые для перемещения запорно-регулирующих элементов гидравлических устройств.

Однако гидроприводы с дроссельным регулированием имеют низкий КПД, обусловленный самим принципом дросселирования потока рабочей жидкости.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяются преимущественно нерегулируемые насосы. По схеме работы гидроприводы с дроссельным регулированием можно разделить на две группы: гидроприводы с постоянным и переменным давлением.

Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной гидролинии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости в гидробак.

В гидроприводе с переменным давлением в напорной гидролинии давление изменяется в зависимости от нагрузки гидродвигателя, а часть рабочей жидкости сливается в гидробак через дроссель.

При дроссельном регулировании применяются три схемы установки дросселей (рис. 5.3):

а) на входе – дроссель установлен перед гидродвигателем на напорной гидролинии;

б) на выходе – дроссель установлен на сливной гидролинии после гидродвигателя;

в) на ответвлении – дроссель установлен на гидролинии, параллельно гидродвигателю.

Первые две схемы (а и б) относятся к гидроприводам с постоянным давлением, а третья схема (в) – к гидроприводу с переменным давлением.

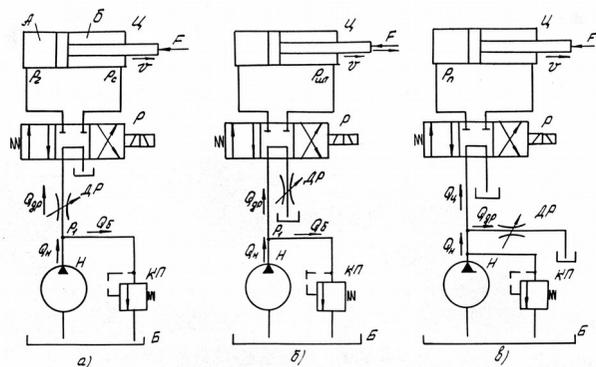


Рис. 5.3. Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием

В гидроприводе с дросселем на входе (рис. 5.3, а) скорость движения штока гидроцилиндра (выходного звена) регулируется следующим образом. Жидкость из гидробака Б нерегулируемым насосом Н подается по напорной гидролинии через дроссель ДР и распределитель Р поступает в одну из полостей гидроцилиндра Ц, например, в поршневую полость А.

Под действием давления жидкости поршень со штоком перемещаются вправо, вытесняя жидкость из штоковой полости Б в сливную гидролинию и гидробак. Направление движения штока гидроцилиндра изменяется с помощью распределителя Р, а скорость – с помощью расхода жидкости через дроссель ДР, который зависит от перепада давления на дросселе и площади рабочего проходного сечения дросселя.

Подача насоса делится в этой схеме на два параллельных потока, один из которых поступает в гидродвигатель (через дроссель), а другой через переливной клапан КП в гидробак. Поэтому можем записать следующее выражение:

$$Q_n = Q_{др} + Q_б, \quad (5.6)$$

где Q_n – подача насоса; $Q_{др}$ – расход жидкости через дроссель, поступающий в гидродвигатель; $Q_б$ – расход жидкости, сбрасываемой через переливной клапан в гидробак.

Скорость движения штока гидроцилиндра определяется выражением:

$$V = \frac{Q_{др}}{S_n} = \frac{\mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}}{S_n}, \quad (5.7)$$

где Q_n – скорость движения штока гидроцилиндра, м/с; $Q_{др}$ – расход жидкости через дроссель, м³/с; S_n – рабочая (эффективная) площадь поршня гидроцилиндра, м², при поступлении жидкости в поршневую полость $S_n = \pi D^2 / 4$, здесь D – диаметр поршня; μ – коэффициент расхода дросселя, $\mu = 0,6 \dots 0,7$; $S_{др}$ – площадь рабочего проходного сечения дросселя, м²; $\Delta p_{др}$ – перепад давления на дросселе, Па, $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$, здесь p_1 – давление перед дросселем, p_2 – давление за дросселем; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Давление p_1 перед дросселем устанавливается настройкой переливного клапана. В процессе работы оно практически остается постоянным. Давление же в напорной гидролинии за дросселем зависит от нагрузки, приложенной к штоку гидроцилиндра. Давление p_2 определяется (без учета потерь давления в гидролиниях, сил трения и инерции) из

условия равновесия подвижных частей и в случае поршневой рабочей полости запишется следующим образом:

$$p_2 S_n = F + p_c S_{шт}, \quad (5.8)$$

где p_2 – давление в поршневой полости (за дросселем), Па; S_n – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости гидроцилиндра, м², $S_n = \pi D^2/4$, здесь D – диаметр поршня; F – усилие нагрузки на штоке, Н; p_c – давление в сливной гидролинии, Па; $S_{шт}$ – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости гидроцилиндра, м², $S_{шт} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$, здесь d – диаметр штока.

Из формулы (5.8) найдем давление за дросселем, при этом давление в сливной гидролинии ввиду его малости примем равным нулю. Получим:

$$p_2 = \frac{F}{S_n}. \quad (5.9)$$

Из формулы (5.9) видно, что давление за дросселем p_2 прямо пропорционально нагрузке, приложенной к штоку гидроцилиндра.

С учетом формул (5.7), (5.9) можем записать выражение для скорости движения штока гидроцилиндра при рабочей поршневой полости:

$$V = \frac{\mu S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 - \frac{F}{S_n} \right)}. \quad (5.10)$$

При увеличении нагрузки F давление p_2 возрастает, а перепад давления на дросселе уменьшается, что приводит к снижению скорости движения штока. Следовательно, в гидроприводе с дросселем на входе скорость движения выходного звена не постоянна, а изменяется в зависимости от нагрузки. Такие гидроприводы наиболее целесообразно применять в машинах с постоянной нагрузкой.

Гидроприводы с дросселем, установленным на входе гидродвигателя, не пригодны для работы в режимах с отрицательными нагрузками.

Принято считать нагрузку отрицательной, если ее направление совпадает с направлением движения штока гидроцилиндра. Под действием отрицательной нагрузки скорость штока может увеличиться настолько, что произойдет разрыв сплошности потока жидкости в рабочей полости

гидроцилиндра, и движение поршня станет неуправляемым, так как в сливной гидролинии отсутствуют тормозные или демпфирующие устройства. Такие гидроприводы нельзя применять в грузоподъемных машинах.

К недостаткам рассматриваемого гидропривода можно отнести низкий КПД привода ($\eta \leq 0,36$) и нагрев гидродвигателя рабочей жидкостью, поступающей в него после дросселирования через дроссель.

На рис. 5.3, б показана принципиальная схема гидропривода с дросселем ДР, установленным на выходе из гидроцилиндра Ц. Давление p_1 в напорной гидролинии поддерживается постоянным с помощью переливного клапана КП. давление в штоковой полости определяется (без учета сил трения и инерции) из условия равновесия подвижных частей:

$$p_1 S_n = p_{шт} S_{шт} \pm F, \quad (5.11)$$

где p_1 – постоянное давление в поршневой полости, Па; $p_{шт}$ – давление в штоковой полости, Па; $S_n, S_{шт}$ – рабочие площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра соответственно, м²; F – усилие на штоке, Н.

Из формулы (5.11) найдем давление перед дросселем $p_{шт}$:

$$p_{шт} = p_1 \frac{S_n}{S_{шт}} \pm \frac{F}{S_{шт}}. \quad (5.12)$$

Перепад давления на дросселе $\Delta p_{др}$ при отсутствии давления за дросселем (ввиду его малости) можно принять равным $p_{шт}$, т.е.

$$\Delta p_{др} = p_{шт}. \quad (5.13)$$

С учетом формул (5.7), (5.12) и (5.13) запишем выражение для скорости движения штока гидроцилиндра при рабочей поршневой полости:

$$V = \frac{\mu S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_1 \frac{S_n}{S_{шт}} \pm \frac{F}{S_{шт}} \right)}. \quad (5.14)$$

Полученное уравнение (5.14) аналогично уравнению (5.10). Механические характеристики гидропривода с последовательным включением дросселя показаны на рис. 5.4, а. Характеристики построены для разных рабочих проходных сечений дросселя ($S_{др \max} > S_{др1} > S_{др2}$).

Общую точку F_T для семейства характеристики определяют при максимальной нагрузке, когда скорость движения штока равна нулю.

Преимуществом гидропривода с дросселем на выходе является то, что обеспечивается его работоспособность при знакопеременной нагрузке благодаря двусторонней жесткости гидродвигателя.

Тепло, выделяющееся при дросселировании жидкости, отводится непосредственно в гидробак, минуя гидродвигатель и другие элементы гидропривода.

Однако гидропривод с дросселем на выходе менее экономичен по сравнению с дросселем на входе гидродвигателя, так как часть мощность гидропривода затрачивается на преодоление противодействия. По этой схеме также не обеспечивается постоянство скорости движения выходного звена при изменении нагрузки.

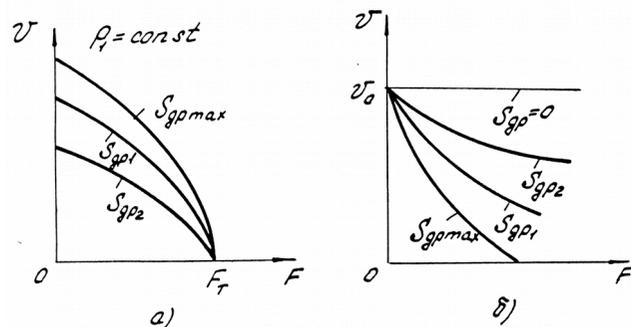


Рис. 5.4. Механические характеристики гидроприводов с дроссельным регулированием

На рис. 5.3, в показана схема гидропривода с дросселем ДР, установленным на ответвлении (параллельно гидроцилиндру Ц). В этой схеме поток рабочей жидкости, создаваемый насосом, разделяется на два параллельных потока, один из которых поступает по напорной гидролинии через гидрораспределитель Р в гидроцилиндр, а второй поток жидкости через дроссель поступает в гидробак.

Для предохранения гидропривода от давления, превышающего допустимое, в напорной гидролинии установлен предохранительный клапан КП. Отличительной особенностью этого гидропривода является отсутствие переливного клапана, т.е. в этом случае давление в напорной гидролинии переменное и зависит от нагрузки на гидродвигатель.

Расход рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру, можно определить по формуле:

$$Q_{ц} = Q_{н} - Q_{др}, \quad (5.15)$$

где $Q_{ц}$ – расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр; $Q_{н}$ – подача насоса; $Q_{др}$ – расход жидкости через дроссель.

Скорость движения штока гидроцилиндра при поршневой рабочей полости определяется по формуле

$$V = \frac{Q_{ц}}{S_{п}} = \frac{Q_{н}}{S_{п}} - \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \quad (5.16)$$

где $\Delta p_{др}$ – перепад давления на дросселе, $\Delta p_{др} = p_{п} - p_{с}$ здесь $p_{п}$ – давление перед дросселем, $p_{с}$ – давление за дросселем (в сливной гидролинии), $p_{с} \approx 0$.

Давление перед дросселем $p_{п}$ зависит от внешней нагрузки F и определяется (давление в сливной гидролинии не учитывается) из выражения

$$p_{п} = \frac{F}{S_{п}}. \quad (5.17)$$

С учетом формул (5.16), (5.17) запишем выражение для определения скорости выходного звена с параллельным включением дросселя:

$$V = \frac{Q_{н}}{S_{п}} - \frac{\mu S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_{п}}}. \quad (5.18)$$

Следовательно, скорость движения выходного звена зависит от настройки дросселя (площади его рабочего проходного сечения) и внешней нагрузки. При постоянной нагрузке скорость максимальна при полностью закрытом дросселе, т.е. при площади рабочего проходного сечения дросселя равной нулю $S_{др} \approx 0$.

По мере открытия дросселя (увеличения площади дросселя $S_{др}$) скорость движения выходного звена будет уменьшаться. На рис. 5.4, б приведены механические характеристики гидропривода с параллельным установленным дросселем, построенные для разных рабочих проходных сечений дросселя ($S_{др\max} > S_{др1} > S_{др2}$). Общую для семейства характеристик точку определяют при отсутствии нагрузки, т.е. $F = 0$ (режим холостого хода).

Скорость движения выходного звена при одной и той же площади рабочего проходного сечения дросселя уменьшается с увеличением внешней нагрузки. Эта зависимость является общим недостатком всех гидроприводов, в которых применяются регулируемые дроссели.

Гидроприводы с дросселем на ответвлении имеют выше КПД и более экономичны по сравнению с гидроприводами с последовательным включением дросселя, так как мощность такого привода зависит от нагрузки. Кроме того, меньше нагрев жидкости. Недостатком является пониженная жесткость и невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках.